PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-027945
(43)Date of publication of application : 25.01.2000

---

(51)Int.CI. F16F 15/129
F16D 13/64
F16F 15/123

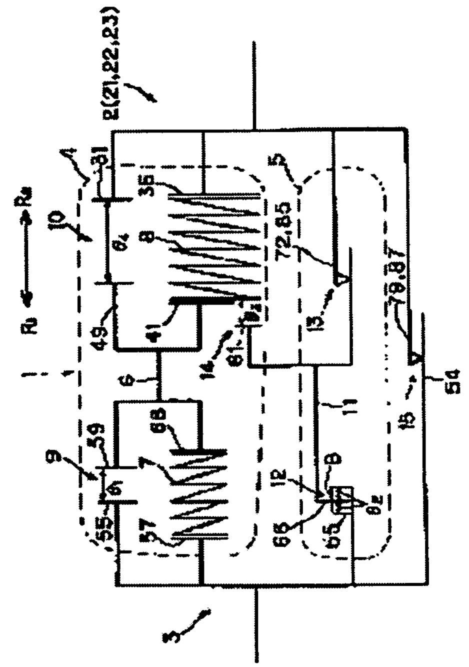
---

(21)Application number : 10-198999
(22)Date of filing : 14.07.1998

(71)Applicant : EXEDY CORP
(72)Inventor : MIZUKAMI YUJI

---

(54) DAMPER MECHANISM



(57)Abstract:
PROBLEM TO BE SOLVED: To reduce the generation of vibration during running by a method wherein a relative twist angle between input and output rotors is sufficiently increased.
SOLUTION: A clutch disc assembly 1 comprises input output rotors 2 and 3; damper mechanisms 4 and 5; a friction mechanism 13; and a friction suppression mechanism 13. The damper mechanisms 4 and 5 contain a plurality of elastic members 7 and 8 peripherally compressed when the two members perform relative rotation between the two rotors 2 and 3. The damper mechanisms 4 and 5 are provided with a first stage region in twist characteristics and a second stage region having rigidity higher than that of the first stage region. The friction mechanism 13 generates friction resistance at a twist characteristic second stage region. The friction suppression mechanism prevents the friction mechanism 13 from operation for twist vibration having torque lower than a given value in a twist characteristic second stage region. The maximum twist angles of the input and output rotors 2 and 3 exceed 20° .

BEST AVAILABLE COPY

LEGAL STATUS

[Date of request for examination]	15.07.2002
[Date of sending the examiner's decision of rejection]	
[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]	
[Date of final disposal for application]	
[Patent number]	
[Date of registration]	
[Number of appeal against examiner's decision of rejection]	

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

* NOTICES *

JPO and NCIPI are not responsible for any
damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2.**** shows the word which can not be translated.
3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]
[Claim 1] The 1st rotor plate with which the window hole was formed, and the 2nd rotor plate which is arranged to this alignment at the 1st shaft-orientations side of said 1st rotor plate, and has the 1st supporter corresponding to said window hole, The 3rd rotor plate which is arranged to this alignment at the 2nd shaft-orientations side of said 1st rotor plate, and has the 2nd supporter corresponding to said window hole, the periphery sections of said 2nd rotor plate and said 3rd rotor plate -- ****** -- shaft-orientations stretch and a principal plane like with the tabular connection section which is suitable radially It is arranged in said window hole and said 1st and 2nd supporters, and said 1st rotor plate and said 2nd and 3rd rotor plates are elastically connected with a circumferencial direction. The 1st elastic member which will be compressed between said window hole and said 1st and 2nd supporters if said 1st rotor plate and said 2nd and 3rd rotor plates carry out a relative revolution, The 2nd elastic member with rigidity lower than said 1st elastic member which connects elastically with a circumferencial direction the hub arranged at the inner circumference side of said 1st rotor plate, and said 1st rotor plate and said hub, The friction device in which frictional resistance is generated in torsion property [the 2nd step of] field to which said 1st elastic member is compressed, The damper device in which have the friction inhibition mechanism which does not operate said friction device to the torsion oscillation of below predetermined torque in said torsion property [the 2nd step of] field, and the stopper section which can contact a circumferencial direction is formed in the periphery edge of said 1st revolution member to said tabular connection section.
[Claim 2] The radial location of said tabular connection section is a damper device according to claim 1 which is in a radial outside from the radial location of said window hole.
[Claim 3] the 1st body of revolution and said 1st body of revolution -- receiving -- relativity -- with the 2nd body of revolution arranged pivotable The damper device in which it has the rigid high 2nd step field from the 1st step field and said 1st step field in a torsion property including two or more elastic members compressed into a circumferencial direction when both members carry out a relative revolution between said 1st body of revolution and said 2nd body of revolution, In said torsion property [the 2nd step of] field The friction device in which frictional resistance can be generated, It is the damper device in which it has the friction inhibition mechanism which does not operate said friction device to the torsion oscillation below predetermined torque in said torsion property [the 2nd step of] field, and the maximum torsion include angle of said 1st body of revolution and said 2nd body of revolution is 20 degrees or more.
[Claim 4] The maximum torsion include angle of said 1st body of revolution and said 2nd body of revolution is a damper device according to claim 3 which is 30 degrees or more.
[Claim 5] The maximum torsion include angle of said 1st body of revolution and said 2nd body of revolution is a damper device according to claim 4 which is 40 degrees or more.
[Claim 6] the 1st body of revolution and said 1st body of revolution -- receiving -- relativity -- with the 2nd body of revolution arranged pivotable The damper device in which it has the rigid high 2nd step field from the 1st step field and said 1st step field in a torsion property including two or more elastic members compressed into a circumferencial direction when both members

carry out a relative revolution between said 1st body of revolution and said 2nd body of revolution, In said torsion property [the 2nd step of] field The friction device in which frictional resistance can be generated, Torsal rigidity [in / it has the friction inhibition mechanism which does not operate said friction device to the torsion oscillation below predetermined torque in said torsion property / the 2nd step of / field, and / said torsion property / the 2nd step of / field] is a damper device which is less than [1.5 kgf-m/degree].
[Claim 7] The torsal rigidity in said torsion property [the 2nd step of] field is a damper device according to claim 6 which is less than [1.0 kgf-m/degree].
[Claim 8] The torsal rigidity in said torsion property [the 2nd step of] field is a damper device according to claim 7 in the range of 0.6 - 0.8 kgf-m/degree.
[Claim 9] if [it is referred to as magnitude / of frictional resistance in case the torsion oscillation below predetermined torque inputs in said torsion property / the 2nd step of / field and said friction inhibition mechanism does not operate said friction device / A, and] magnitude [of frictional resistance when said friction inhibition mechanism is operating] B -- a ratio -- the damper device according to claim 1 to 8 in which A/B is 0.15 or less.
[Claim 10] Aforementioned ratio A/B is a damper device according to claim 9 which is 0.10 or less.
[Claim 11] Aforementioned ratio A/B is a damper device according to claim 10 in the range of 0.03-0.05.
[Claim 12] The magnitude of hysteresis torque when said friction inhibition mechanism is not operating said friction device is a damper device according to claim 1 to 11 which is 0.20 or less kgf-m.
[Claim 13] The magnitude of said hysteresis torque is a damper device according to claim 12 which is 0.10 or less kgf-m.
[Claim 14] The magnitude of said hysteresis torque is a damper device according to claim 13 in the range of 0.04 - 0.08 kgf-m.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPI are not responsible for any
damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2.**** shows the word which can not be translated.
3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]
[0001]
[Field of the Invention] It is related with this invention, and a damper device and the damper device for twisting, while transmitting torque especially, and decreasing an oscillation.
[0002]
[Description of the Prior Art] the clutch-disc assembly used for the clutch of a vehicle -- generally it has the clutch function and the damper function. A clutch function is a function connected and cut by the flywheel. A damper function is a function for absorbing and decreasing the torsion oscillation inputted from a flywheel.
[0003] The clutch-disc assembly is equipped with the input-side plate of the couple which countered mutually and has been arranged, the output side hub which has a flange on a periphery at one, and the coil spring which connects both members elastically at a circumferencial direction. The damper function is realized by this coil spring. It is mutually fixed with two or more stop pins by the periphery side, and, thereby, the input-side plates of a couple really rotate. The stop pin is inserted into the notch formed in the periphery edge of a flange. the input-side plate and flange of a couple -- predetermined include-angle within the limits -- relativity -- although it is pivotable, if a stop pin contacts the circumferencial direction edge of a notch, both relative revolution will stop. As explained above, a stop pin has realized the stopper function between flanges while connecting the input-side plates of a couple mutually.
[0004]
[Problem(s) to be Solved by the Invention] A stop pin is a member which needs a fixed path, and a stop pin must be further arranged from the periphery edge of the input-side plate of a couple to the radial inside. According to these conditions, when using a stop pin, the relative torsion include angle of the input-side plate of a couple and a flange cannot be made large enough. Even if the coil spring of high intensity is used for this, since sufficient relative torsion include angle is not obtained, it means that the maximum utilization of the capacity of a coil spring cannot be carried out. Moreover, drive-system ******** at the time of transit, and in order are filled and to aim at reduction of a sound, it is necessary to set up lowering and drive-system torsion resonance frequency for the torsal rigidity of an acceleration-and-deceleration torque region as much as possible lower than an engine practical use revolution region. Thus, while realizing low torsal rigidity, in order to acquire high stopper torque, it is necessary to secure a low torsion include angle widely.
[0005] The object of this invention is in a damper device by making large the relative torsion include angle of input body of revolution and output body of revolution enough to reduce an oscillation at the time of transit.
[0006]
[Means for Solving the Problem] The damper device according to claim 1 is equipped with the 1st rotor plate, the 2nd rotor plate, the 3rd rotor plate, the tabular connection section, the 1st elastic member, a hub, the 2nd elastic member, the friction device, and the friction inhibition mechanism. As for the 1st rotor plate, the window hole is formed. The 2nd rotor plate is arranged to this alignment at the 1st shaft-orientations side of the 1st rotor plate, and has the 1st

supporter corresponding to a window hole. The 3rd rotor plate is arranged to this alignment at the second direction side of the 1st rotor plate, and has the 2nd supporter corresponding to a window hole. The tabular connection section was prolonged in shaft orientations so that the periphery sections of the 2nd rotor plate and the 3rd rotor plate might be fixed, and the principal plane is suitable radially. The 1st elastic member has been arranged in a window hole and the 1st and 2nd supporters, and has connected elastically the 1st rotor plate and the 2nd and 3rd rotor plates with the circumferencial direction. The 1st elastic member will be compressed between a window hole and the 1st and 2nd supporters, if the 1st rotor plate and the 2nd and 3rd rotor plates carry out a relative revolution. The hub is arranged at the inner circumference side of the 1st rotor plate. The 2nd elastic member connects the 1st rotor plate and a hub with a circumferencial direction elastically. The 2nd elastic member has rigidity lower than the 1st elastic member. A friction device generates frictional resistance in torsion property [the 2nd step of] field to which the 1st elastic member is compressed. A friction inhibition mechanism does not operate a friction device to the torsion oscillation of the torque below predetermined in a 2 steps of torsion property field. The stopper section which can contact a circumferencial direction is formed in the periphery edge of the 1st revolution member to the tabular connection section.

[0007] By the damper device according to claim 1, the conventional stop pin was abolished, and while connecting the 2nd rotor plate and the 3rd rotor plate by the tabular connection section, the relative torsion include angle of the 1st rotor plate and the 2nd and 3rd rotor plates is restricted. Since radial die length is short compared with the conventional stop pin, the tabular connection section can be arranged to a part for the outermost periphery of each rotor plate. Consequently, the torsion include angle of a stopper device is not narrowed by the window hole etc., and it can do widely enough. Thus, by the ability making the maximum torsion include angle large, torsal rigidity in the 2nd step field of a torsion property can be substantially made low. Consequently, drive-system torsion resonance frequency can be made lower than an engine practical use revolution region. Furthermore, by this damper device, when the torsion oscillation below predetermined torque is inputted in torsion property [the 2nd step of] field, a friction device is not operated by the friction inhibition mechanism and big frictional resistance does not arise according to it. consequently, drive-system ******** at the time of transit -- and it is filled and a sound is reduced substantially.

[0008] A damper device according to claim 2 has the radial location of the tabular connection section in a radial outside from the radial location of a window hole in claim 1. For this reason, while being able to make the torsion include angle of a damper device large, the circumferencial direction die length of the 1st elastic member is greatly securable. Consequently, the property of an extensive torsion include angle and low rigidity is realizable. The damper device according to claim 3 is equipped with the 1st body of revolution, the 2nd body of revolution, the damper device, the friction device, and the friction inhibition mechanism. the 2nd body of revolution -- the 1st body of revolution -- receiving -- relativity -- it is arranged pivotable. The damper device contains two or more elastic members compressed into a circumferencial direction, when both members carry out a relative revolution between the 1st body of revolution and the 2nd body of revolution. The damper device has the rigid high 2nd step field from the 1st step field and the 1st step field in the torsion property. A friction device can generate frictional resistance in torsion property [the 2nd step of] field. A friction inhibition mechanism does not operate a friction device to the torsion oscillation below predetermined torque in torsion property [the 2nd step of] field. The maximum torsion include angle of the 1st body of revolution and the 2nd body of revolution is 20 degrees or more.

[0009] By the damper device according to claim 3, there are 20 maximum torsion include angles or more of the 1st body of revolution and the 2nd body of revolution. Compared with the former, it twists substantially and the include angle is large. Consequently, the torsal rigidity of torsion property [the 2nd step of] field is decreasing compared with the former. Furthermore, in order that a friction inhibition mechanism may not operate a friction device to the torsion oscillation below predetermined torque in torsion property [the 2nd step of] field, big frictional resistance does not occur. the above result -- the time of transit -- ******** -- it is filled and a sound is

substantially reduced compared with the former.
[0010] By the damper device according to claim 4, the maximum torsion include angle of the 1st body of revolution and the 2nd body of revolution is 30 degrees or more in claim 3. By the damper device according to claim 5, the maximum torsion include angle of the 1st body of revolution and the 2nd body of revolution is 40 degrees or more in claim 4. The damper device according to claim 6 is equipped with the 1st body of revolution, the 2nd body of revolution, the damper device, the friction device, and the friction inhibition mechanism. the 2nd body of revolution -- the 1st body of revolution -- receiving -- relativity -- it is arranged pivotable. The damper device contains two or more elastic members compressed into a circumferencial direction, when both members carry out a relative revolution between the 1st body of revolution and the 2nd body of revolution. The damper device has the rigid high 2nd step field from the 1st step field and the 1st step field in the torsion property. A friction device can generate frictional resistance in torsion property [the 2nd step of] field. A friction inhibition mechanism does not operate a friction device to the torsion oscillation below predetermined torque in torsion property [the 2nd step of] field. The torsal rigidity in torsion property [the 2nd step of] field is less than [1.5 kgf-m/degree].
[0011] By the damper device according to claim 6, the torsal rigidity in torsion property [the 2nd step of] field is less than [1.5 kgf-m/degree], and is low substantially compared with the former. In torsion property [the 2nd step of] field to which such low rigidity was realized, to the torsion oscillation below predetermined torque, a friction inhibition mechanism does not operate a friction device and does not generate big frictional resistance. consequently, ******** at the time of transit -- it is filled and hard to generate a sound.
[0012] By the damper device according to claim 7, the torsal rigidity in torsion property [the 2nd step of] field is less than [1.0 kgf-m/degree] in claim 6. By the damper device according to claim 8, the torsal rigidity in torsion property [the 2nd step of] field is in the range of 0.6 - 0.8 kgf-m/degree in claim 7. if magnitude of frictional resistance when the friction inhibition mechanism is operating using magnitude of frictional resistance in case the torsion oscillation below predetermined torque is inputted in torsion property [the 2nd step of] field and a friction inhibition mechanism does not operate a friction device in either of claims 1-8 by the damper device according to claim 9 as A is set to B -- a ratio -- A/B is 0.15 or less.
[0013] magnitude B of frictional resistance when the friction inhibition mechanism is not operating the friction device by the damper device according to claim 9 to magnitude A of the frictional resistance which a friction device generates in torsion property [the 2nd step of] field -- the former -- comparing -- since it is substantially small -- ******** at the time of transit -- it is filled and hard to generate a sound. a damper device according to claim 10 -- claim 9 -- setting -- a ratio -- A/B is 0.15 or less.
[0014] a damper device according to claim 11 -- claim 10 -- setting -- a ratio -- A/B is in the range of 0.03-0.05. By the damper device according to claim 12, the magnitude of hysteresis torque when the friction inhibition mechanism is not operating the friction device is 0.20 or less kgf-m in either of claims 1-11.
[0015] the magnitude of hysteresis torque when the torsion oscillation below predetermined torque is inputted in torsion property [the 2nd step of] field and the friction inhibition mechanism is not operating the friction device by the damper device according to claim 12 -- the former -- comparing -- since it is substantially small -- ******** at the time of transit -- it is filled and the sound is substantially reduced compared with the former. By the damper device according to claim 13, the magnitude of hysteresis torque is 0.10 or less kgf-m in claim 12.
[0016] By the damper device according to claim 14, the magnitude of hysteresis torque is in the range of 0.04 - 0.08 kgf-m in claim 13.
[0017]
[Embodiment of the Invention] The sectional view of the clutch-disc assembly 1 of 1 operation gestalt of this invention is shown in drawing 1 , and the top view is shown in drawing 2 . The clutch-disc assembly 1 is a transmission used for the clutch equipment of a vehicle, and has the clutch function and the damper function. A clutch function is a function which carries out transfer and cutoff of torque by connecting and deserting a flywheel (not shown). An absorber

function is a function which absorbs and decreases the torque fluctuation inputted by the spring etc. from a flywheel side. O-O is in drawing 1 , the revolving shaft, i.e., the revolution center line, of the clutch-disc assembly 1. Moreover, an engine and a flywheel (not shown) are arranged on the left-hand side of drawing 1 , and transmission (not shown) is arranged on the right-hand side of drawing 1 . Furthermore, R1 side of drawing 2 is the hand of cut (forward side) of the clutch-disc assembly 1, and is the opposite direction (negative side) from R2 side.

[0018] The clutch-disc assembly 1 mainly consists of damper devices arranged between the input body of revolution 2 (a clutch plate 21, a retaining plate 22, and clutch disc 23), the output body of revolution 3 (hub), and the input body of revolution 2 and the output body of revolution 3. An absorber device is the 1st spring 7, The 2nd spring 8, the friction device 13, etc. are included.

[0019] The input body of revolution 2 is a member into which the torque from a flywheel (not shown) is inputted. The input body of revolution 2 mainly consists of a clutch plate 21, a retaining plate 22, and a clutch disc 23. A clutch plate 21 and a retaining plate 22 are the disc-like or annular members of both the products made from a sheet metal, vacate predetermined spacing for shaft orientations, and are arranged. A clutch plate 21 is arranged at an engine side, and the retaining plate 22 is arranged at the transmission side. The tabular connection section 31 mentioned later is fixed mutually, and a clutch plate 21 and a retaining plate 22 really rotate while spacing of shaft orientations sets and is carried out as a result.

[0020] A clutch disc 23 is a part forced on the flywheel which is not illustrated. The clutch disc 23 mainly consists of a cushioning plate 24 and 1st and 2nd friction facing 25. The cushioning plate 24 consists of annular section 24a, two or more cushioning section 24b which is prepared in the periphery side of annular section 24a, and is located in a line with a hand of cut, and two or more connection section 24c prolonged in the radial inside from annular section 24a. Connection section 24c is formed in four places, and each is being fixed to the clutch plate 21 with the rivet 27 (after-mentioned). The friction facing 25 is being fixed to both sides of each cushioning section 24b of the cushioning plate 24 with the rivet 26.

[0021] Four window holes 35 are formed in the hand of cut at equal intervals at the periphery section of a clutch plate 21 and a retaining plate 22, respectively. It cuts, respectively and the lifting sections 35a and 35b are formed in each window hole 35 at the inner circumference and periphery side. It is this thing to cut and for lifting section 35a and 35b regulate migration to radial [of the 2nd spring 8 / the below-mentioned shaft orientations and radial / below-mentioned]. Moreover, the contact side 36 which contacts or approaches a window hole 35 at the edge of the 2nd spring 8 is formed in circumferencial direction ends.

[0022] The feed hole 37 (inner circumference edge) is formed in the clutch plate 21 and the retaining plate 22, respectively. In this feed hole 37, the spline hub as output body of revolution 3 is arranged. The output body of revolution 3 consists of a tubed boss 52 prolonged in shaft orientations, and a flange 54 radially prolonged from a boss 52. The spline hole 53 which engages with the shaft prolonged from the transmission side which is not illustrated is formed in a boss's 52 inner circumference section. The notch 56 grade for holding two or more periphery gear tooth 55 and 1st below-mentioned spring 7 which were located in a line with the hand of cut is formed in the flange 54. The notch 56 is formed in two places which counter radially.

[0023] The separation flange 6 is the periphery side of the output body of revolution 3, and is a disc-like member arranged between a clutch plate 21 and a retaining plate 22. The separation flange 6 is elastically connected with the output body of revolution 3 and a hand of cut through the 1st spring 7, and is further connected with the input body of revolution 2 elastically through the 2nd spring 8. As shown in a detail at drawing 5 , two or more inner circumference gear teeth 59 are formed in the inner circumference edge of the separation flange 6. The inner circumference gear tooth 59 is arranged between the above-mentioned periphery gear teeth 55, vacates predetermined spacing for a hand of cut, and is arranged. The periphery gear tooth 55 and the inner circumference gear tooth 59 can contact a hand of cut mutually. That is, the 1st stopper 9 for regulating the torsion include angle of the output body of revolution 3 and the separation flange 6 with the periphery gear tooth 55 and the inner circumference gear tooth 59 is formed. Between the periphery gear tooth 55 and the inner circumference gear tooth 59 of the circumferencial direction both sides, the 1st torsion include angle theta 1 is secured, respectively. Seeing from the periphery gear tooth 55, the 1st torsion include angle theta 1 between the inner circumference gear teeth 59 by the side of R1 is about 2 degrees, it sees from the periphery gear tooth 55, and the 1st torsion include angle theta 1 between the inner circumference gear teeth 59 by the side of R2 is about 5 degrees.

[0024] Furthermore, the notch 67 is formed in the inner circumference edge of the separation flange 6 corresponding to the notch 56 of a flange 54. In [each] a notch 56 and 67, 1st one spring [a total of two] 7 is arranged, respectively. The 1st spring 7 is the coil spring of low rigidity, and the 1st two spring 7 acts on juxtaposition. The 1st spring 7 is engaging with a notch 56, the circumferencial direction ends 57 of 67, and 68 through a spring seat in circumferencial direction ends. In case the output body of revolution 3 and the separation flange 6 carry out a relative revolution, the 1st spring 7 is compressed into a hand of cut within the limits of the 1st torsion include angle theta 1 by the above structure.

[0025] Four window holes 41 are formed in the hand of cut at equal intervals at the separation flange 6. A window hole 41 is a configuration prolonged for a long time in a hand of cut. The edge of a window hole 41 consists of the contact section 44 of circumferencial direction both sides, the periphery section 45 by the side of a periphery, and the inner circumference section 46 by the side of inner circumference. The periphery section 45 is formed continuously and has closed the periphery side of a window hole 41. In addition, the periphery side of a window hole 41 may be the configuration which the part opened to the method of the outside of radial. In the separation flange 6, the notch 42 is formed between the circumferencial directions of each window hole 41. A notch 42 has the shape of a sector to which circumferencial direction die length becomes long toward the radial inside to an outside, and the edge surface 43 is formed in circumferencial direction both sides.

[0026] The projection 49 is formed in the radial outside of a part in which each window hole 41 was formed. That is, projection 49 is a projection configuration further prolonged on the radial outside from the periphery edge 48 of the separation flange 6. The projection 49 is prolonged for a long time in the hand of cut, and the stopper side 50 (stopper section) is formed. Projection 49 has the short width of face of a circumferencial direction compared with a window hole 41, and is mostly formed in the circumferencial direction mid-position. That is, the stopper side 50 of projection 49 is further arranged from the edge surface 43 of a notch 42 to the window hole 41 at the circumferencial direction inside, and is further arranged from the contact section 44 of a window hole 41 at the circumferencial direction inside. In addition, if the stopper side is formed in circumferencial direction ends, projection 49 is good and does not necessarily need a circumferencial direction interstitial segment. That is, a projection may be the configuration prepared in two circumferencial directions, in order to form a both-sides stopper side.

[0027] The structure of the separation flange 6 mentioned above is again explained using other expressions. The separation flange 6 has two or more lobes 47 which have the annular section in the inner circumference side, and project in the method of the outside of radial from the annular section. Each lobe 47 is formed in the hand of cut by four regular intervals with this operation gestalt. The lobe 47 is formed in the hand of cut for a long time, and the above-mentioned window hole 41 is formed in the interior. The window hole 41 forms 70% or more of the area in the lobe 47, and is formed over the lobe 47.

[0028] If other expressions furthermore explain a lobe 47, the lobe 47 consists of the two circumferencial direction both-sides sash sections 91 prolonged radially and a periphery side window frame part 92 which connects the radial outside edges of the circumferencial direction both-sides sash section 91. The circumferencial direction inside of the circumferencial direction ends sash section 91 serves as the contact section 44, and the circumferencial direction outside serves as an edge surface 43. The radial inside of the periphery side window frame part 92 serves as the periphery section 45, and the radial outside serves as the periphery edge 48. The above-mentioned projection 49 is formed in the periphery edge 48. In addition, the above-mentioned notch 42 is the space between the circumferencial direction ends sash sections 91 of the lobe 47 which adjoins a hand of cut.

[0029] The 2nd spring 8 is, the elastic member, i.e., the spring, used for the absorber device of the clutch-disc assembly 1. Each 2nd spring 8 consists of one pair of coil springs arranged at this alignment. Each 2nd spring 8 is large-sized compared with each 1st spring 7, and its load rate is large. The 2nd spring 8 is held in each window hole 41 and 35. The 2nd spring 8 is prolonged for a long time in the hand of cut, and is arranged over the window hole 41 whole. That is, the circumferencial direction include angle of the 2nd spring 8 is almost equal to circumferencial direction include-angle thetaB of the below-mentioned window hole 41. The circumferencial direction ends of the 2nd spring 8 contact or are close to the contact section 44 and the contact side 36 of a window hole 41. A plate 21 and the torque of 22 may be transmitted to the separation flange 6 through the 2nd spring 8. If a plate 21, and 22 and the separation flange 6 carry out a relative revolution, the 2nd spring 8 will be compressed among both. Specifically, the 2nd spring 8 is compressed by the hand of cut between the contact side 36 and the contact section 44 of the circumferencial direction opposite hand. The 2nd four spring 8 is acting on juxtaposition at this time. In addition, in the free condition (the separation flange 6, a plate 21, and condition that torsion has not produced among 22), although the radial inside section of the circumferencial direction ends of the 2nd spring 8 contacts or is close to the contact section 44, it has separated slightly the radial lateral part of circumferencial direction both ends from the contact section 44.

[0030] In the periphery edge of a retaining plate 22, the tabular connection section 31 is formed in the hand of cut at equal intervals at four places. The tabular connection section 31 connects a clutch plate 21 and the retaining plate 22 of each other, and it constitutes some stoppers of the clutch-disc assembly 1 so that it may mention later further. The tabular connection section 31 is the plate-like part material formed in one from the retaining plate 22, and has predetermined width of face in the hand of cut. The tabular connection section 31 is arranged corresponding to between [42] the circumferencial directions of each window hole 41 (i.e., a notch). The tabular connection section 31 consists of the stopper section 32 prolonged in shaft orientations from the periphery edge of a retaining plate 22, and a fixed part 33 prolonged in the radial inside from the edge of the stopper section 32. The stopper section 32 is prolonged in the clutch-plate 21 side from the periphery edge of a retaining plate 22. The fixed part 33 is bent by the radial inside from the edge of the stopper section 32. The tabular connection sections 31 described above are the parts of a retaining plate 22 and one, and that of thickness are almost the same as that of a retaining plate 22. Therefore, the stopper section 32 has only the width of face equivalent to the board thickness of a retaining plate 22 in radial. The stopper section 32 has the stopper side 51 on circumferencial direction both sides. The radial location of a fixed part 33 supports a part for the periphery flank of a window hole 41, and a circumferencial direction location is between the window holes 41 contiguous to a hand of cut. Consequently, the fixed part 33 is arranged corresponding to the notch 42 of the separation flange 6. When it is formed more greatly than a fixed part 33 and a retaining plate 22 is moved to shaft orientations to a clutch plate 21 at the time of assembly for this reason, the fixed part 33 of a notch 42 is movable through a notch 42. The fixed part 33 has contacted from the transmission side in parallel with connection section 24c of the cushioning plate 24. hole 33a forms in a fixed part 33 -- having -- **** -- a hole -- the above-mentioned rivet 27 is inserted into 33a. The rivet 27 has connected the fixed part 33, the clutch plate 21, and the cushioning plate 24 with one. Furthermore, the hole 34 for caulkings is formed in the location corresponding to a fixed part 33 in the retaining plate 22.

[0031] Next, the 2nd stopper 10 which consists of the stopper section 32 of the tabular connection section 31 and projection 49 is explained. The 2nd stopper 10 is a device for regulating the relative revolution of both members, when it twists between the separation flange 6 and the input body of revolution 2, the relative revolution of both members is permitted in the field to an include angle theta 4 and a torsion include angle is set to theta 4. In addition, the 2nd spring 8 is compressed between the separation flange 6 and the input body of revolution 2 between this torsion include angle theta 4.

[0032] The tabular connection section 31 has a circumferencial direction location between the circumferencial directions of projection 49 between the circumferencial directions of a window hole 41, and in a notch 42 in plane view. Moreover, the radial location of the stopper side 51 of the tabular connection section 31 is further located from the periphery edge 48 of the separation flange 6 on the radial outside. That is, the stopper section 32 and projection 49 have an almost the same radial location. For this reason, the stopper section 32 and projection 49 can contact mutually, if the separation flange 6, a plate 21, and the torsion include angle of 22 become large. After the stopper side 51 of the stopper section 32 and the stopper side 50 of projection 49 have contacted mutually, the stopper section 32 is located in the lobe 47 of the separation flange 6, i.e., the radial outside of a window hole 41. That is, it enables the stopper section 32 to enter into the circumferencial direction inside further from a lobe 47 and a window hole 41.

[0033] The advantage of the 2nd stopper 10 which stated above is explained. Since the stopper section 32 is tabular, it can shorten a circumferencial direction include angle compared with the conventional stop pin. Moreover, compared with the stop pin of the former [section / 32 / stopper], radial die length is short substantially. that is, the radial die length of the stopper section 32 is the same as the thickness of a plate 21 and the plate of 22 -- it is **. This means that the 2nd stopper's 10 substantial radial die length is limited to the plate 21 and the short part equivalent to the board thickness of 22.

[0034] The stopper section 32 is arranged, a part for a periphery edge, i.e., the outermost periphery location, of a plate 21 and 22, and the radial location of the stopper section 32 is a radial outside more nearly further than the radial location of a lobe 47, especially the periphery edge 48 of a window hole 41. Thus, since the stopper section 32 is in a radially different location from a window hole 45, the stopper section 32 and a window hole 41 do not interfere in a hand of cut mutually. Consequently, the maximum torsion include angle of an absorber device and the torsion include angle of the 2nd spring 8 with the 2nd spring 8 can both be enlarged. When the stopper section is in the same radial location as a window hole, it interferes each other in the torsion include angle of a damper device and the circumferencial direction include angle of a window hole with the 2nd spring, and wide-angle-izing of a damper device and low rigidity-ization of a spring cannot be realized.

[0035] Since it is substantially short compared with the conventional stop pin, even if the 2nd stopper's 10 radial die length forms the 2nd stopper 10 in the radial outside of a window hole 41 especially, a plate 21 and the outer diameter of 22 do not become extremely large. Moreover, the radial die length of a window hole 41 does not become extremely short. The medium plates 11 are one pair of plate members arranged at the periphery side of the output body of revolution 3 between a clutch plate 21 and the separation flange 6 and between the separation flange 6 and a retaining plate 22. The medium plate 11 is a disc-like or annular plate member, and is a member which constitutes a part of damper device between the input body of revolution 2 and the output body of revolution 3. Two or more inner circumference gear teeth 66 are formed in the inner circumference edge of the medium plate 11. The inner circumference gear tooth 66 is arranged so that it may lap with the inner circumference gear tooth 59 and shaft orientations of the separation flange 6. The inner circumference gear tooth 66 leaves a predetermined clearance in the periphery gear tooth 55 and hand of cut of the output body of revolution 3 (hub), and is arranged. namely, within the limits of this clearance -- the output body of revolution 3 and the medium plate 11 -- relativity -- it is pivotable. By the periphery gear tooth 55 and the inner circumference gear tooth 59, the 3rd stopper 12 which regulates whenever [angular strain / of the output body of revolution 3 and the medium plate 11] is formed. As shown in drawing 5 , it sees from the periphery gear tooth 55, and, more specifically, the clearance only between the 2nd torsion include angles theta 2 is secured between the inner circumference gear teeth 66 of circumferencial direction both sides, respectively. With this operation gestalt, both the 2nd torsion include angles theta 2 are equal, and have become about 2 degrees. the magnitude of the 2nd torsion include angle theta 2 -- the 1st -- it is less than [torsion include-angle theta1]. This comparison is performed at each include angles of the same side of a circumferencial direction.

[0036] The engagement section 61 which projects on the radial outside, respectively is formed in the medium plate 11. Each engagement section 61 is arranged between the window holes 45 of the separation flange 6. The engagement section 61 is prolonged to near the radial mid-position of a window hole 41. The engagement section 61 is carrying out fanning to which circumferencial

direction die length becomes long toward an outside at **** from the radial inside. Moreover, the circumferencial direction ends of the engagement section 61 can engage with a part for the inner circumference flank of the 2nd spring 8 in circumferencial direction both sides. Between circumferencial direction both-sides end-face 61a of the engagement section 61, and the circumferencial direction edge of the 2nd spring 8, the clearance only between the 3rd torsion include angles theta 3 is secured, respectively. With this operation gestalt, the 3rd torsion include angle theta 3 between the engagement section 61 and the 2nd spring 8 by the side of those R2 is about 4 degrees, and the 3rd torsion include angle theta 3 between the 2nd spring 8 by the side of R1 is about 1 degree. The 3rd torsion include angle theta 3 is larger than what lengthened the 2nd torsion include angle theta 2 from the 1st torsion include angle theta 1. This comparison is performed at the include angles of the same side of a circumferencial direction.
[0037] One pair of medium plate 11 comrades are relative revolution impossible by two or more pins 62. The pin 62 consists of parts for the height of the minor diameter which extends on shaft-orientations both sides from a drum section and a drum section. One pair of medium plate 11 comrades receiving mutually by contacting the drum section of a pin 62 from shaft orientations, and approaching shaft orientations is restricted. the hole with which a part for a height was formed in the medium plate 11 -- it is inserted inside. Between each medium plate 11 and the separation flange 6, the spacer 63 is arranged, respectively. A spacer 63 is an annular plate member respectively arranged between the inner circumference section of each medium plate 11, and the inner circumference side annular part of the separation flange 6. The hole with which the drum section of a pin 62 is inserted is formed in the spacer 63, and a spacer 63 the medium plate 11 and really rotates by engagement of a pin 62 and a hole. Coating for reducing coefficient of friction is performed to the field of the side which counters and contacts the separation flange 6 in a spacer 63. The long hole 69 which a pin 62 penetrates is formed in the separation flange 6. A long hole 69 is a hole for a pin 62 to make it movable to a hand of cut to the separation flange 6.
[0038] Next, each part material which constitutes a friction device is explained. The 2nd friction washer 72 is arranged between the inner circumference section of the medium plate 11 by the side of transmission, and the inner circumference section of a retaining plate 22. The 2nd friction washer 72 consists of file plates 75 by which the mould was mainly carried out to the body 74 and body 74 made of resin. The file plate 75 is in contact with the transmission side face of the medium plate 11 by the side of transmission. From the inner circumference section of a body 74, the engagement section 76 is prolonged in the transmission side. The engagement section 76 is stopped by shaft orientations while it engages with relative revolution impossible to a retaining plate 22. Two or more crevices 77 are formed in the inner circumference section transmission side of a body 74. The 2nd cone spring 73 is arranged between the body 74 and the retaining plate 22. The 2nd cone spring 73 is arranged in the condition of having been compressed between the body 74 of the 2nd friction washer 72, and the retaining plate 22. Thereby, the pressure welding of the file plate 75 of the 2nd friction washer 72 is strongly carried out on the 1st medium plate 11. The 1st friction washer 79 is arranged between a flange 54 and the inner circumference section of a retaining plate 22. That is, the 1st friction washer 79 is the inner circumference side of the 2nd friction washer 72, and is arranged at a boss's 52 periphery side. The 1st friction washer 79 is a product made of resin. The 1st friction washer 79 mainly consists of annular bodies 81, and two or more projections 82 are prolonged on the radial outside from the annular body 81. The body 81 is in contact with the flange 54, and two or more projections 82 are engaging with relative revolution impossible in the crevice 77 of the 2nd friction washer 72. Thereby, the 1st friction washer 79 is a retaining plate 22 and really pivotable through the 2nd friction washer 72. The 1st cone spring 80 is arranged between the 1st friction washer 79 and the inner circumference section of a retaining plate 22. The 1st cone spring 80 is arranged in the condition of having been compressed into shaft orientations between the 1st friction washer 79 and the inner circumference section of a retaining plate 22. In addition, the energization force of the 1st cone spring 80 is designed so that it may become smaller than the energization force of the 2nd cone spring 73. Moreover, since the friction surface of the 1st friction washer 79 is a resin part, compared with the 2nd friction washer 72, coefficient of friction is small. For this

reason, friction (hysteresis torque) generated with the 1st friction washer 79 is small substantially from friction generated with the 2nd friction washer 72. The 3rd friction washer 85 is arranged between the inner circumference sections of the inner circumference section of a clutch plate 21, a flange 54, and the medium plate 11. The 3rd friction washer 85 is an annular member made of resin. The 3rd friction washer 85 mainly consists of annular bodies 86. A file plate 88 is arranged at a periphery side, and the friction surface 87 which consists of resin is formed in the inner circumference side at the transmission side of the annular body 86. The file plate 88 is in contact with the inner circumference section of the medium plate 11 by the side of an engine. The friction surface 87 made of resin is in contact with the engine side face of a flange 54. Furthermore, the annular cylinder part 90 which projects in an engine side is formed in the inner circumference section of the 3rd friction washer 85. The inner skin of a cylinder part 90 is in contact with a boss's 52 peripheral face possible [sliding]. Moreover, from a part for the periphery flank of a body 86, the engagement section 89 which projects in an engine side in two or more places is formed in the hand of cut. the hole with which the engagement section 89 was formed in the clutch plate 21 -- it is engaged inside, and thereby, it is stopped by shaft orientations while carrying out relative revolution impossible engagement of the 3rd friction washer 85 to a clutch plate 21. In the friction device described above, the friction device 13 in which comparatively high hysteresis torque is generated is formed between the file plate 75 of the 2nd friction washer 72 and the file plate 88 of the 3rd friction washer 85, and the medium plate 11. Furthermore, the friction surface and the resin friction surface 87 of the 3rd friction washer 85 by the body 81 of the 1st friction washer 79 form the friction device 15 in which comparatively low hysteresis torque is generated, between flanges 54.

[0039] Next, the include angle of each structure in the 2nd spring 8 and the 2nd stopper 10 and its relation are explained to a detail. In addition, the "circumferencial direction include angle" described below is a circumferencial direction (hand of cut of clutch-disc assembly 1) include angle centering on the revolving shaft O of the clutch-disc assembly 1 from a certain location to other locations. The absolute value of the include angle used by the following explanation is the thing of the clutch-disc assembly 1 as an example of the invention in this application indicated by the drawing, and the invention in this application is not limited to those numeric values.

[0040] Each circumferencial direction include-angle theta A-theta E is indicated by drawing 6 and 7. What is shown in drawing 20 is the diagram showing the relation of the include angle of each circumferencial direction theta A-theta E.

Circumferencial direction include-angle thetaA of each projection 49 concerned with thetaA and thetaC is smaller than circumferencial direction include-angle thetaC between the circumferencial direction edges where the projection 49 which adjoins a hand of cut adjoins (namely, between the stopper sides 50 which face a hand of cut). If one side becomes large, thetaA and thetaC have the relation to which another side becomes small, so that clearly from drawing 20 . Here, thetaC is greatly secured from the former by making thetaA small substantially to thetaC. Thus, when circumferencial direction include-angle thetaC during each projection 49 becomes large, it is possible to make large torsion include-angle thetaE between the separation flange 6, and a plate 21 and 22. In the clutch-disc assembly 1 shown in the drawing which is 1 operation gestalt of the invention in this application, ** thetaA is 21 degrees and ** thetaC is 69 degrees.

[0041] When the effectiveness which was further excellent when the further excellent effectiveness was acquired when the effectiveness which is not in the former, and which was fully excellent is acquired and it is in the range which is 50-80 degrees, and there were 40 degrees or more of thetaC and it was in the range which is 60-80 degrees is acquired and it is in the range which is 65-75 degrees, the most excellent effectiveness is acquired. If thetaC is 1/2 or less [of thetaA], the effectiveness which was fully excellent will be acquired. If thetaC is 1/3 or less [of thetaA], the further excellent effectiveness will be acquired. The ratio with thetaCthetaA of a drawing is 1:3.29. If this ratio is in the range of 1:2-6, the effectiveness which was fully excellent will be acquired, and if it is in the range of 1:2.5-5.5, the further excellent effectiveness will be acquired.

Circumferencial direction include-angle thetaD of each tabular connection section 31 (stopper section 32) of thetaC and thetaD concerned is small from above-mentioned include-angle thetaC whether you are Haruka. It is maximum torsion include-angle thetaE between the separation flange 6, and a plate 21 and 22 (stopper include angle of a damper device) which lengthened thetaD from thetaC so that clearly from drawing 20 . That is, by this damper device, maximum torsion include-angle thetaE is larger than before. In order to make thetaE large so that clearly from drawing, it turns out that it is required to enlarge thetaC and to make thetaD small. In this operation gestalt, thetaD is 16 degrees. As for thetaD, it is desirable that it is 20 degrees or less, and it is still more desirable that it is in the range which is 10-20 degrees.

[0042] If thetaD is 1/2 or less [of thetaC], thetaD will be secured widely enough, if it is 1/3, thetaE will become large further, and with a quadrant [below], thetaE can be most made large. The ratio of thetaD and thetaE in a drawing is 1:4.31. If range ******** thetaE of 1:2-6 is secured widely enough and this ratio is in the range of 1:3-6, thetaE will become still larger further, and thetaE will become the largest if it is in the range of 1:3.5-5.0.

[0043] With this operation gestalt, thetaE is 53 degrees. As for thetaE, it is desirable that it is 20 degrees or more. As for thetaE, it is desirable that it is 30 degrees or more. If it is in the range of 40-60 degrees especially, sufficient wide angle-ization which is not in the former will be attained, and it is still more desirable if it is in the range which is 45-55 degrees. The following effectiveness is acquired when maximum torsion include-angle thetaE increases. Rigidity of the second step of spring (the 2nd spring 8) of a torsion property can be made low, without reducing stopper torque, if an extensive torsion angle is attained. With this operation gestalt, rigidity of the 2nd spring 8 is made low to about 50% compared with the former. Consequently, the shock (at the time of accelerator treading in the first feeling of pressure from below) when shifting to the second step from the first step decreases.

[0044] In addition, the projection 49 is displaced and formed in the hand of cut to each lobe 47 or a window hole 45. If it explains more concretely, the circumferencial direction core of projection 49 shifts from a lobe 47 or the circumferencial direction core of a window hole 41 to R1 side, and is arranged. Consequently, the include angles from each projection 49 to the stopper side 51 differ on circumferencial direction both sides. By another way of speaking, between the circumferencial directions of the projection 49 which adjoins a hand of cut, the stopper section 32 shifts to R2 side, and is arranged. Consequently, thetaE1 (theta 4) is [whenever / draft angle / between the stopper section 32 and the projection 49 by the side of that R1 / whenever / draft angle / between the stopper section 32 and the projection 49 by the side of those R2] larger than thetaE2.

The window holes 41 formed in the related separation flange 6 of thetaB and thetaD total four, and have circumferencial direction include-angle thetaB 50 degrees or more of each window hole 41. thetaB is measured among the radial pars intermedia of the contact section 44. thetaB in a drawing is 61 degrees. Consequently, it is got blocked and the wide-angle-ized spring long enough can be used for a hand of cut. It is desirable that it is in the range of 50-70 degrees, and if thetaB is in the range which is 55-65 degrees, it is still more desirable.

[0045] Circumferencial direction include-angle thetaD of each projection 49 is smaller than circumferencial direction include-angle thetaB of each window hole 41. It means that this has a fully large ratio to thetaB of thetaE. That is, by making large the maximum torsion include angle of an absorber device enough to the window hole 41 and the 2nd spring 8 which were wide-angle-ized, the function of a spring is used effectively and the property of an extensive torsion include angle and low torsal rigidity can be acquired further.

[0046] When thetaD is 1/2 or less [of thetaB], the effectiveness which was fully excellent is acquired, and when it is 1/3 or less, the further excellent effectiveness is acquired. With this operation gestalt, the ratio of thetaD and thetaB is 1:3.81. When this ratio is in the range of 1:2-4, the ratio to thetaB of thetaE is fully large, when it is in the range of 1:2.5-4.0, the ratio to thetaB of thetaE becomes still larger, and when it is in the range of 1:2.75-3.75, the ratio to thetaB of thetaE becomes the largest.

Circumferencial direction include-angle thetaA of the related projection 49 of thetaA and thetaB is smaller than circumferencial direction include-angle thetaB of each window hole 41. That the ratio to thetaB of thetaA is smaller than before shows that the ratio to thetaB of thetaC is

larger than before. In other words, the ratio to thetaB of thetaC which will be the requisite which secures maximum torsion include-angle thetaE widely to the wide-angle-ized window hole 41 is fully large. Circumferencial direction include-angle thetaA of each projection 49 is [that what is necessary is just 2/3 or less / of circumferencial direction include-angle thetaB of a window hole 41] more desirable if it is 1/2 or less, and if it is 1/3 or less, it is still more desirable. The ratio of thetaA and thetaB in this operation gestalt is 1:2.90. It is desirable that it is in the range of 1:2-4, and the ratio of thetaA and thetaB is more desirable if it is in the range of 1:2.5-4.0, and if it is in the range of 1:2.75-3.75, it is the most desirable. In addition, thetaC is larger than thetaB.
While related thetaE and thetaB of thetaB and thetaE are large compared with both the former and the maximum torsion include angle of an absorber device becomes large by this, the torsion include angle of the 2nd spring 8 is large. By being enlarged, a design becomes easy and the 2nd spring 8 has become high performance (an extensive torsion angle and low rigidity).
[0047] Although thetaB is large compared with thetaE when thetaB is compared with thetaE, the difference is not spread only. That is, the ratio to thetaB of thetaE is large enough. When a window hole 41, i.e., the circumferencial direction include angle of the 2nd spring 8, is made large by this, by the odor, maximum torsion include-angle thetaE which can fully employ whenever [wide angle] efficiently is secured. The ratio to thetaE with thetaB is 1:1.13. If this ratio is in the range of 1:1.0-1.3, when the effectiveness which was fully excellent is acquired and it is in the range of 1:1.1-1.2, the further excellent effectiveness is acquired.
By this absorber device, the radial die length of a window hole 41 is large enough compared with the radial die length (outer diameter) of the separation flange 6 in the radial length of a window hole 41. Consequently, enlargement of the 2nd spring 8 held in a window hole 41 is possible. The radial die length of a window hole 41 is 35% or more of the outer diameter of the separation flange 6. When this rate is in the range which is 35 - 55%, the effectiveness which was fully excellent can be acquired, and when it is in 40 - 50% of range, the further excellent effectiveness can be acquired.
[0048] Next, the configuration of the clutch-disc assembly 1 is further explained to a detail using drawing 8 . Drawing 8 is the machine circuit diagram of the damper device of the clutch-disc assembly 1. This machine circuit diagram is drawing for explaining the actuation and relation of each part material when drawing a damper device typically and twisting the output body of revolution 3 to an one direction (for example, R2 side) to the input body of revolution 2. Between the input body of revolution 2 and the output body of revolution 3, two or more members for constituting a damper device are arranged so that clearly from drawing. The separation flange 6 is arranged between the input body of revolution 2 and the output body of revolution 3. The separation flange 6 is elastically connected with the output body of revolution 3 through the 1st spring 7 in the hand of cut. Moreover, the 1st stopper 9 is formed between the separation flange 6 and the output body of revolution 3. The 1st spring 7 is compressible between the 1st torsion include angles theta 1 in the 1st stopper 9. The separation flange 6 is elastically connected with the hand of cut through the 2nd spring 8 to the input body of revolution 2. Moreover, the 2nd stopper 10 is formed between the separation flange 6 and the input body of revolution 2. The 2nd spring 8 is compressible between the 4th torsion include angles theta 4 in the 2nd stopper 10. As stated above, the input body of revolution 2 and the output body of revolution 3 are elastically connected with the hand of cut with the 1st spring 7 and the 2nd spring 8 which have been arranged at the serial. Here, the separation flange 6 is functioning as pars intermedia material arranged among two kinds of springs. Moreover, the absorber which consists of the 1st spring 7 and the 1st stopper 9 which have been stationed at juxtaposition, and the absorber which consists of the 2nd spring 8 arranged at juxtaposition and the 2nd stopper 10 can see the structure described above as structure arranged at the serial. Moreover, the structure stated above can be considered as the 1st damper device 4 which connects elastically the input body of revolution 2 and the output body of revolution 3 with a hand of cut. The rigidity of the 1st spring 7 whole is small set up for [rigidity / of the 2nd whole spring 8] whether being Haruka. Therefore, in the range of the torsion include angle to the 1st torsion include angle theta 1, the 2nd spring 8 is hardly compressed by the hand of cut.

[0049] The medium plate 11 is arranged between the input body of revolution 2 and the output body of revolution 3. Some of the medium plates 11 have composition which can be engaged to the 2nd spring 8. The medium plate 11 constitutes the 3rd stopper 12 which has a clearance only between the 2nd torsion include angles theta 2 between the output body of revolution 3. This 3rd stopper 12 is a clearance for permitting a relative revolution between the output body of revolution 3 and the medium plate 11, when a minute torsion oscillation in the first step range mentioned later is inputted. Moreover, the medium plate 11 is carrying out friction engagement through the friction device 13 in the hand of cut at the input body of revolution 2. Furthermore, the engagement section 61 leaves the clearance only between the 3rd torsion include angles theta 4 in the circumferencial direction edge of the 2nd spring 8, and the medium plate 11 is arranged. The medium plate 11 described above has realized the 2nd damper device 5 which connects the input body of revolution 2 and the output body of revolution 3 with a hand of cut with constituting the 3rd stopper 12 stationed at the serial, and the friction device 13. The 2nd damper device 5 is arranged so that it may act on the 1st damper device 4 and juxtaposition.
[0050] Next, the relation of each include angles theta1-theta4 of the damper device in drawing 8 is explained. An include angle here is each include angle which looked at the input body of revolution 2 from the output body of revolution 3 to the negative side (the output body of revolution 3 is seen from the input body of revolution 2 to the forward side). The 1st torsion include angle theta 1 is the forward side maximum torsion include angle of the damper device in the 1st spring 7, and the 4th torsion include angle theta 4 in the 2nd stopper 10 is the forward side maximum torsion include angle thetaE1 of the damper device in the 2nd spring 8. The sum total of the 1st torsion include angle theta 1 and the 4th torsion include angle theta 4 is the forward side maximum torsion include angle of the damper device as the clutch-disc assembly 1 whole. Or the 2nd torsion include angle theta 2 is equal to the 1st torsion include angle theta 1, it needs to be less than [it]. With this operation gestalt, the 1st torsion include angle theta 1 is 5 degrees, and the 2nd torsion include angle theta 2 is 2 degrees, for example. The difference which lengthened the 2nd torsion include angle theta 2 from the 1st torsion include angle theta 1 needs to be smaller than the 3rd torsion include angle theta 3. It is A which lengthened further the difference which lengthened the 2nd torsion include angle theta 2 from the 3rd torsion include angle theta 3 from the 1st torsion include angle theta 1 whenever [for not operating the friction device 13 when a minute torsion oscillation is inputted in the second step of a torsion property / draft angle]. Although A is 1 degree with this operation gestalt whenever [draft angle], it is desirable that it is in the range of 1-2 degrees. The sum total of the 2nd torsion include angle theta 2 of positive/negative both sides is set to B whenever [for not operating the friction device 13 when a minute torsion oscillation is inputted in the first step of a torsion property / sum total draft angle]. With this operation gestalt, in the 2nd torsion include angle theta 2, positive/negative is 2 degrees and B becomes 4 degrees whenever [sum total draft angle]. As for B, it is desirable that it is [whenever / draft angle] larger than A, and it is [whenever / sum total draft angle] desirable for there to be more than twice. The effectiveness which was excellent when B was in 3-5-degree range is acquired whenever [sum total draft angle].
[0051] Moreover, as shown in drawing 8 , the friction device 15 is established between the input body of revolution 2 and the output body of revolution 3. In case the input body of revolution 2 and the output body of revolution 3 carry out a relative revolution, slipping always produces the friction device 15. Although the friction device 15 is mainly constituted by the 1st and 2nd friction washer 72 and 85, it may be constituted from this operation gestalt by other members. moreover, the hysteresis torque generated by the friction device 15 -- a case -- the maximum -- a low thing is desirable.
[0052] Next, the property of the damper device of the clutch-disc assembly 1 is explained using the machine circuit diagram of drawing 8 - drawing 18 , and the torsion property diagram of drawing 19 R> 9. In addition, this torsion property diagram expresses the relation between the torsion include angle at the time of twisting the input body of revolution 2 and the output body of revolution 3 between the maximum torsion include angles of positive/negative, and torque. Drawing 8 and drawing 15 do not show the condition that the input body of revolution 2 and the

output body of revolution 3 are in a quiescent state, and have not appeared in the torsion property diagram of drawing 19 R> 9. Drawing 9 -14 are drawing for explaining actuation (that is, the input body of revolution 2 being twisted from 0 times to R1 side (forward side) to the output body of revolution 3) when the output body of revolution 3 is twisted from 0 times to R2 side to the input body of revolution 2. In addition, drawing 9 - drawing 13 explain the condition when changing to the forward side in the forward side field, and drawing 14 explains the condition when changing to the negative side in the forward side field. Drawing 16 - drawing 18 are drawings for explaining actuation (that is, the input revolution 2 being twisted from 0 times to R2 side (negative side) to the output body of revolution 3) when the output body of revolution 3 is twisted from 0 times to R1 side (forward side) to the input body of revolution 2. In addition, drawing 16 and drawing 17 explain the condition when changing to the negative side in the negative side field, and drawing 18 explains the condition when changing to the forward side in the negative side field.

[0053] Drawing 9 is drawing when being twisted from a negative side to a forward side in 0 degree of a torsion property. At this time, compared with the quiescent state of drawing 8 , only 1 degree, the medium plate 11 shifts and is arranged at the output body-of-revolution 3 side (R1 side). for this reason, the clearance between the stop section 61 of the medium plate 11, and the 2nd spring 8 -- the 3rd -- it is torsion include-angle theta3+1 degree (5 degrees). If a torsion include angle becomes 1 degree, the output body of revolution 3 will displace 1 degree from the condition of drawing 9 to R2 side to the input body of revolution 2, and as shown in drawing 10 , the periphery gear tooth 55 of the output body of revolution 3 will contact the inner circumference gear tooth 66 of the medium plate 11. As a torsion include angle shows from 1 degree before 5 degrees henceforth to drawing 11 , the 1st spring 7 is compressed between the output body of revolution 3 and the separation flange 6, and slipping arises by the friction device 13. Consequently, the property of low rigidity and high hysteresis torque is acquired in the first step range from 1 degree to 5 degrees. If it twists as shown in drawing 12 , and an include angle turns into the 1st torsion include angle theta 1 (5 degrees), the periphery gear tooth 55 of the output body of revolution 3 will contact the inner circumference gear tooth 59 of the separation flange 6. Consequently, in the second step range from 5 degrees to the forward side maximum torsion include angle theta 4 (thetaE1), the 2nd spring 8 is compressed between the separation flange 6 and the input body of revolution 2 to be shown in drawing 13 (8 degrees). Consequently, the property of high rigidity and high hysteresis torque is acquired. In the condition which shows in drawing 13 , the clearance between B (1 degree) is secured whenever [draft angle] between the engagement section 61 of the medium plate 11, and the edge of the 2nd spring 8. B is [whenever / this draft angle] equivalent to the remainder (1 degree) which lengthened further what (3 degrees) lengthened the 2nd torsion include angle theta 2 (2 degrees) from the 1st torsion include angle theta 1 (5 degrees) at the time of the quiescence shown in drawing 8 from the 3rd torsion include angle theta 3 (4 degrees).

[0054] When a torsion include angle becomes the maximum, continues and returns to a negative side, while the 2nd spring 8 pushes a compression condition to the separation flange 6 from the condition of drawing 13 , as shown in elongation and drawing 14 , the edge contacts the engagement section 61 of the medium plate 11. In [until the edge of the 2nd spring 8 contacts the engagement section 61] 1 degree, slipping does not arise by the friction device 13. The 2nd spring 8 pushes the medium plate 11 with the separation flange 6. For this reason, the medium plate 11 maintains the condition of having displaced only 1 degree to R1 side to the output body of revolution 3.

[0055] If a torsion include angle becomes 5 degrees, the 2nd spring 8 will be in a free length condition, and the elongation of the 1st spring 7 will start continuously. As shown in drawing 14 at this time, since 1 degree of medium plates 11 shifts to R1 side and they are arranged to the output body of revolution 3, the property of low rigidity and low hysteresis torque is acquired after the elongation of the 1st spring 7 is started until the output body of revolution 3 carries out theta2 +1-degree (3 degrees) migration to the medium plate 11. That is, the friction device 13 does not produce slipping from 5 degrees before 2 degrees. Then, if it becomes 2 degrees, the output body of revolution 3 will move 11 to the medium plateR1 side, and as this shows drawing 16 , while the medium plate 11 separates from the edge of the 2nd spring 8, slipping is generated in the friction device 13. Consequently, the property of low rigidity and high hysteresis torque is acquired in the first step range from 2 degrees to -2 degrees. In addition, if a torsion include angle becomes 0 degree or less, the 1st spring 7 will be compressed between the output body of revolution 3 and the separation flange 6 to be shown in drawing 16 . If a torsion include angle exceeds -2 degrees, the 2nd stopper 9 will contact and the 2nd spring 8 will be compressed between the separation flange 6 and the input body of revolution 2. The 1st stopper 9 contacts in an opposite hand, and the 2nd spring 8 is compressed between the medium plate 11 and the input body of revolution 2 after this. Consequently, in the second step of a negative side, the property of high rigidity and high hysteresis torque is acquired. When twisting to a negative side in the second step and returning to a forward side again, as shown in drawing 18 , the 2nd spring 8 is pushing the separation flange 6 and the medium plate 11. At this time, high hysteresis torque has occurred because the friction device 13 is slippery. In addition, in this return status, 1 degree of medium plates 11 has shifted to R1 side to the output body of revolution 3. If a torsion include angle becomes -2 degrees, the elongation of the 2nd spring 8 will stop and then the elongation of the 1st spring 7 will be started. Here, although the 1st spring 7 pushes the output body of revolution 3, it does not slide on the medium plate 11 to the input body of revolution 2, and high hysteresis torque does not generate it at theta2+1 degree (3 degrees) magnitude, i.e., the range from -2 degrees to 1 degree.

[0056] Next, change of a torsion property when an oscillation is concretely inputted into the clutch-disc assembly 1 is explained. If the big torsion oscillation of the amplitude occurs like surging of a vehicle, a torsion include angle will repeat fluctuation in the second step of the positive/negative shown in the property of drawing 19 . Since high hysteresis torque has occurred in both second step with the first step at this time, surging of a vehicle is decreased promptly.

[0057] Next, the minute torsion oscillation which usually originates in a combustion oscillation of an engine, for example at the time of transit (for example, the forward side second step range as shown in drawing 13) presupposes that it was inputted into the clutch-disc assembly 1. the ** on which the output body of revolution 3 and the input body of revolution 2 do not make the friction device 13 act within the limits of A=theta 3-(theta1-theta2) =1 degree whenever [draft angle] from the condition shown in drawing 13 at this time -- relativity -- it is pivotable. That is, although the 2nd spring 8 operates by A (friction inhibition mechanism) within the limits whenever [draft angle] as shown in C of drawing 19 , slipping does not arise by the friction device 13. Consequently, RATORU and the very small torsion oscillation which it is filled with and causes a sound are effectively absorbable at the time of transit.

[0058] Next, actuation when the minute oscillation of an oscillation etc. is inputted into the clutch-disc assembly 1 at the time of an idle is explained. At this time, a damper device operates in the positive/negative [the first step of] range (-2 degrees - 5 degrees, for example, drawing 9 , drawing 10 , and drawing 11). For example, when a minute oscillation is inputted from the condition of drawing 9 , the output body of revolution 3 is the separation flange 6, A relative revolution is carried out to the medium plate 11 and the input body of revolution 2. At this time, the 1st spring 7 operates and slipping does not arise by the friction device 13. The magnitude of the torsion include angle of the damper device at this time is below B (4 degrees) whenever [in the 3rd stopper 12 / sum total draft angle].

[0059] By realizing low rigidity and low hysteresis torque in the first step range, stationary gear-tooth tap tone level is improving. If low rigidity and low hysteresis torque are advanced in the first step range, the jumping phenomenon will be controlled by it being possible that a jumping phenomenon arises and establishing the field of high hysteresis torque in the both sides of the first step range in this clutch-disc assembly 1 of a thing. Positive/negative is rebounded by the second step of wall, and a jumping phenomenon here is a phenomenon of developing into the oscillation covering the first step whole region, and means the phenomenon which a sound with level higher than the gear-tooth tap tone of a stationary generates.

[0060] As stated above, the friction device 13 carries out friction engagement of the input body of revolution 2 and the output body of revolution 3 in a hand of cut, and is a device in which slipping generating is possible in the first step range and the second step range. Moreover, the clearance between the 2nd torsion include angles theta 2 in the 3rd stopper 12 and the clearance between the 3rd torsion include angles theta 3 in the 4th stopper 14 are functioning as a friction control means by which slipping is not produced by the friction device 13 to the torsion oscillation below predetermined torque in the first step range and the second step range, respectively. Furthermore, you may think that the 2nd damper device 5 whole is the friction device in which friction is generated by carrying out friction engagement, and not sliding to the torsion oscillation below predetermined torque in the first step range and the second step range on a hand of cut, but sliding on the input body of revolution 2 and the output body of revolution 3 to the torsion oscillation beyond predetermined torque in it. Furthermore, the 3rd stopper 12 is the 1st friction inhibition mechanism which does not make the friction device 13 produce slipping, when the torsion oscillation below predetermined torque is inputted in the first step range, and the 4th stopper 14 may consider that he is the 2nd friction inhibition mechanism which does not make the friction device 13 produce slipping, when the torsion oscillation below predetermined torque is inputted in the second step range.

[0061] As shown in this clutch-disc assembly 1, the resonance point in an engine speed shifts to a low revolution side by [which replace the conventional stop pin] depending tabular connection section 31, twisting and attaining wide angle-ization of include-angle [the second step of] range. Furthermore, the peak of the resonance point can be reduced by high hysteresis torque. furthermore, the thing for which the structure where low rigidity-ization is not made to generate high hysteresis torque to a very small torsion oscillation in the torsion include-angle [the second step of] range is added -- the time of transit -- RATORU -- it is filled and a sound can be reduced.

[Combination of the low hysteresis torque generating structure over a very small oscillation [in / it twists with low rigidity-ization of torsion property / the 2nd step of / field, and / property / the 2nd step of / field]] In the above-mentioned clutch risk assembly 1, the whole torsion include angle, especially the torsion include angle of the 2nd step field can be substantially made large compared with the former by using the tabular connection section 31. A certain thing is desirable, 20 degrees or more, if there is, it is still better, and if this maximum torsion include angle is 40 degrees or more, it is the most desirable. [30] [or more] With this operation gestalt, there are about 60 maximum torsion include angles which doubled positive/negative. Moreover, the torsion include angle by the side of forward is about 35 degrees, and the torsion include angle of a negative side is about 25 degrees. Furthermore, the 2nd step field by the side of forward is having 30 degrees or more secured. Thus, by twisting compared with the former and securing an include angle greatly, the torsal rigidity of the 2nd step field is low substantially. Moreover, if the magnitude of stopper torque is comparable as the former, in proportion to the magnitude of a torsion include angle, torsal rigidity becomes low. Stopper torque here is in the range of 18.4 - 21.0 kgf-m. Moreover, torsal rigidity is 0.71kgf-m/degree and is in the range of 0.6 - 0.8 kgf-m/degree preferably. This torsal rigidity is effective compared with the former, if it is less than [1.5 kgf-m/degree], and if it is less than [1.0 kgf-m/degree], it is still more desirable.

[0062] As mentioned above, low rigidity-ization realized by making large the torsion include angle of torsion property [the 2nd step of] field has the following effectiveness. The feeling of pressure from below produced in case it shifts to the 1st from the 1st step field to the 2nd step field is decreasing. This feeling of pressure from below senses [first] at the time of accelerator treading in and is shocking. Drive-system torsion resonance frequency can be set as the 2nd by low rigidity-ization lower than an engine practical use revolution region. consequently, drive-system ******** at the time of transit -- it is filled and a sound is reduced.

[0063] Furthermore, in this invention, the hysteresis torque produced when a very small torsion oscillation is inputted in the 2nd step field is small substantially compared with the former. For example, with this operation gestalt, they are 0.06 kgf-m. It is desirable that it is in the range of 0.04 - 0.08 kgf-m, and if the magnitude of this hysteresis torque is 0.20 or less kgf-m, it is excellent compared with the former and still more desirable at 0.10 or less kgf-m. Moreover, the magnitude of this hysteresis torque is the magnitude of 0.04 to the magnitude of the hysteresis torque produced in case it is the oscillation with a big torsion include angle with large torque in torsion property [the 2nd step of] field. With [ratio] 0.15 [or less], it is desirable, and with [this ratio] 0.10 [or less], it is still more desirable. Furthermore, if this ratio is in the range of 0.03-0.05, the most excellent effectiveness will be acquired. Thus, having made low enough hysteresis torque produced to a very small torsion oscillation followed with low rigidity-ization of the above-mentioned 2nd step field, and it has realized the property which was excellent in low rigidity and low hysteresis torque to the very small torsion oscillation. consequently -- usually -- drive-system ******** at the time of transit -- it is filled and the sound is substantially reduced compared with the former.

[0064]

[Effect of the Invention] By the damper device concerning this invention, torsal rigidity in the 2nd step field of a torsion property can be substantially made low by making the maximum torsion include angle large. The hysteresis torque produced when the torsion oscillation below predetermined torque is moreover inputted in torsion property [the 2nd step of] field is small compared with the former. thus, drive-system [combination / of low torsal rigidity and hand hysteresis torque] ******** at the time of transit -- and it is filled and a sound is reduced substantially.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPI are not responsible for any
damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2.**** shows the word which can not be translated.
3.In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]
[Drawing 1] Drawing of longitudinal section of a clutch-disc assembly.
[Drawing 2] The top view of a clutch-disc assembly.
[Drawing 3] The enlarged drawing of drawing 2 .
[Drawing 4] The decomposition sectional view of each part article.
[Drawing 5] A top view to show engagement on a hub, a separation flange, and a medium plate.
[Drawing 6] The top view for explaining the relation of the torsion include angle of each part.
[Drawing 7] The top view for explaining the relation of the torsion include angle of each part.
[Drawing 8] The machine circuit diagram of the damper device of a clutch-disc assembly.
[Drawing 9] A machine circuit diagram to show the operating state of a damper device.
[Drawing 10] A machine circuit diagram to show the operating state of a damper device.
[Drawing 11] A machine circuit diagram to show the operating state of a damper device.
[Drawing 12] A machine circuit diagram to show the operating state of a damper device.
[Drawing 13] A machine circuit diagram to show the operating state of a damper device.
[Drawing 14] A machine circuit diagram to show the operating state of a damper device.
[Drawing 15] A machine circuit diagram to show the operating state of a damper device.
[Drawing 16] A machine circuit diagram to show the operating state of a damper device.
[Drawing 17] A machine circuit diagram to show the operating state of a damper device.
[Drawing 18] A machine circuit diagram to show the operating state of a damper device.
[Drawing 19] The torsion property diagram of a clutch-disc assembly.
[Drawing 20] The diagram for explaining the relation of each torsion include angle of a clutch-disc assembly.
[Description of Notations]
1 Clutch-Disc Assembly
2 Input Body of Revolution (1st Body of Revolution)
3 Output Body of Revolution (2nd Body of Revolution)
4 1st Damper Device
5 2nd Damper Device
6 Separation Flange
7 1st Spring (2nd Elastic Member)
8 2nd Spring (1st Elastic Member)
9 1st Stopper
10 2nd Stopper
11 Medium Plate
12 3rd Stopper
13 Friction Device
14 4th Stopper
21 Clutch Plate
22 Retaining Plate
31 Tabular Connection Section

[Translation done.]

(19)日本国特許庁(JP)

(12)公開特許公報（A）

(11)特許出願公開番号

特開2000－27945

(P2000－27945A)

(43)公開日　平成12年1月25日(2000. 1. 25)

(51)Int. Cl.⁷	識別記号	F I		テーマコード(参考)
F16F　15/129		F16F　15/129	C	3J056
F16D　13/64		F16D　13/64	H	
F16F　15/123		F16F　15/123	A	

審査請求　未請求　請求項の数14　OL　(全20頁)

(21)出願番号　特願平10-198999

(22)出願日　平成10年7月14日(1998. 7. 14)

(71)出願人　000149033
株式会社エクセディ
大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号

(72)発明者　水上　裕司
大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号　株式会社エクセディ内

(74)代理人　100094145
弁理士　小野　由己男　(外1名)

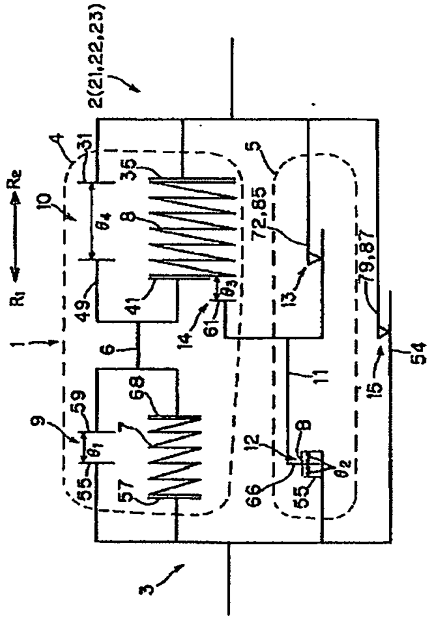
Fターム(参考)　3J056 AA58 AA62 BA03 BB16 BE27
CB14 CX02 CX12 CX23 CX27
CX38 CX44 CX62 GA02 GA11

(54)【発明の名称】ダンパー機構

(57)【要約】

【課題】　ダンパー機構において、入力回転体と出力回転体との相対捩じり角度を充分に広くすることにより、走行時振動を低減させる。

【解決手段】　クラッチディスク組立体1は、入力回転体2と出力回転体3とダンパー機構4，5と摩擦機構13と摩擦抑制機構とを備えている。ダンパー機構4，5は、両回転体2，3の間に両部材が相対回転するときに円周方向に圧縮される複数の弾性部材7，8を含んでいる。ダンパー機構4，5は、捩じり特性において1段目領域と1段目領域より剛性の高い2段目領域とを有している。摩擦機構13は捩じり特性2段目領域において摩擦抵抗を発生可能である。摩擦抑制機構は、捩じり特性2段目領域において所定トルク以下の捩じり振動に対しては摩擦機構13を作動させない。入力回転体2と出力回転体3の最大捩じり角度は20度以上である。



【特許請求の範囲】

【請求項１】窓孔が形成された第1回転板と、
前記第1回転板の第1軸方向側に同心に配置され、前記窓孔に対応する第1支持部を有する第2回転板と、
前記第1回転板の第2軸方向側に同心に配置され、前記窓孔に対応する第2支持部を有する第3回転板と、
前記第2回転板と前記第3回転板の外周部同士を固定するように軸方向延び、主面が半径方向に向く板状連結部と、
前記窓孔、前記第1及び第2支持部内に配置され、前記第1回転板と前記第2及び第3回転板とを円周方向に弾性的に連結し、前記第1回転板と前記第2及び第3回転板とが相対回転すると前記窓孔と前記第1及び第2支持部との間で圧縮される第1弾性部材と、
前記第1回転板の内周側に配置されたハブと、
前記第1回転板と前記ハブとを円周方向に弾性的に連結する、前記第1弾性部材より剛性が低い第2弾性部材と、
前記第1弾性部材が圧縮される捩じり特性2段目領域において摩擦抵抗を発生する摩擦機構と、
前記捩じり特性2段目領域において所定以下トルクの捩じり振動に対しては前記摩擦機構を作動させない摩擦抑制機構とを備え、
前記第1回転部材の外周縁には前記板状連結部に対して円周方向に当接可能なストッパー部が形成されている、ダンパー機構。

【請求項２】前記板状連結部の半径方向位置は、前記窓孔の半径方向位置より半径方向外側にある、請求項1に記載のダンパー機構。

【請求項３】第1回転体と、
前記第1回転体に対して相対回転可能に配置された第2回転体と、
前記第1回転体と前記第2回転体との間に両部材が相対回転するときに円周方向に圧縮される複数の弾性部材を含み、捩じり特性において1段目領域と前記1段目領域より剛性の高い2段目領域とを有するダンパー機構と、
前記捩じり特性2段目領域において摩擦抵抗を発生可能な摩擦機構と、
前記捩じり特性2段目領域において所定トルク以下の捩じり振動に対しては前記摩擦機構を作動させない摩擦抑制機構とを備え、
前記第1回転体と前記第2回転体の最大捩じり角度は２０度以上である、ダンパー機構。

【請求項４】前記第1回転体と前記第2回転体の最大捩じり角度は３０度以上である、請求項3に記載のダンパー機構。

【請求項５】前記第1回転体と前記第2回転体の最大捩じり角度は４０度以上である、請求項4に記載のダンパー機構。

【請求項６】第1回転体と、
前記第1回転体に対して相対回転可能に配置された第2回転体と、
前記第1回転体と前記第2回転体との間に両部材が相対回転するときに円周方向に圧縮される複数の弾性部材を含み、捩じり特性において1段目領域と前記1段目領域より剛性の高い2段目領域とを有するダンパー機構と、
前記捩じり特性2段目領域において摩擦抵抗を発生可能な摩擦機構と、
前記捩じり特性2段目領域において所定トルク以下の捩じり振動に対しては前記摩擦機構を作動させない摩擦抑制機構とを備え、
前記捩じり特性2段目領域における捩じり剛性は１．５ｋｇｆ・ｍ／°以下である、ダンパー機構。

【請求項７】前記捩じり特性2段目領域における捩じり剛性は１．０ｋｇｆ・ｍ／°以下である、請求項6に記載のダンパー機構。

【請求項８】前記捩じり特性2段目領域における捩じり剛性は０．６～０．８ｋｇｆ・ｍ／°の範囲にある、請求項7に記載のダンパー機構。

【請求項９】前記捩じり特性2段目領域において所定トルク以下の捩じり振動が入力して前記摩擦抑制機構が前記摩擦機構を作動させないときの摩擦抵抗の大きさＡとし、前記摩擦抑制機構が作動している時の摩擦抵抗の大きさＢとすると、比Ａ／Ｂは０．１５以下である、請求項1～8のいずれかに記載のダンパー機構。

【請求項１０】前記比Ａ／Ｂは０．１０以下である、請求項9に記載のダンパー機構。

【請求項１１】前記比Ａ／Ｂは０．０３～０．０５の範囲にある、請求項１０に記載のダンパー機構。

【請求項１２】前記摩擦抑制機構が前記摩擦機構を作動させていないときのヒステリシストルクの大きさは０．２０ｋｇｆ・ｍ以下である、請求項１～１１のいずれかに記載のダンパー機構。

【請求項１３】前記ヒステリシストルクの大きさは０．１０ｋｇｆ・ｍ以下である、請求項１２に記載のダンパー機構。

【請求項１４】前記ヒステリシストルクの大きさは０．０４～０．０８ｋｇｆ・ｍの範囲にある、請求項１３に記載のダンパー機構。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】本発明や、ダンパー機構、特に、トルクを伝達するとともに捩じり振動を減衰するためのダンパー機構に関する。

【０００２】

【従来の技術】車輌のクラッチに用いられるクラッチディスク組立体、一般に、クラッチ機能とダンパー機能とを有している。クラッチ機能とは、フライホイルに連結・切断される機能である。ダンパー機能はフライホイルから入力される捩じり振動を吸収・減衰するための機能

である。

【０００３】クラッチディスク組立体は、互いに対向して配置された一対の入力側プレートと、外周にフランジを一体に有する出力側ハブと、両部材を円周方向に弾性的に連結するコイルスプリングとを備えている。このコイルスプリングによりダンパー機能が実現されている。一対の入力側プレート同士は、外周側で複数のストップピンにより互いに固定され、それにより一体回転するようになっている。ストップピンはフランジの外周縁に形成された切欠き内に挿入されている。一対の入力側プレートとフランジとは所定角度範囲内で相対回転可能であるが、ストップピンが切欠きの円周方向端部に当接すると両者の相対回転が停止する。以上で説明したように、ストップピンは一対の入力側プレート同士を互いに連結するとともにフランジとの間でストッパー機能を実現している。

【０００４】

【発明が解決しようとする課題】ストップピンは一定の径を必要とする部材であり、ストップピンは一対の入力側プレートの外周縁からさらに半径方向内側に配置しなければならない。これらの条件により、ストップピンを用いる場合は一対の入力側プレートとフランジとの相対捩じり角度を充分に広くできない。このことは、高強度のコイルスプリングを用いたとしても、充分な相対捩じり角度が得られないためコイルスプリングの能力を最大限利用できないことを意味している。また、走行時における駆動系歯打ち音及びこもり音の低減を図るためには、加減速トルク域の捩じり剛性を極力下げ、駆動系捩じり共振周波数をエンジンの実用回転域より低く設定する必要がある。このように低捩じり剛性を実現すると共に高ストッパートルクを得るためには、低捩じり角度を広く確保する必要がある。

【０００５】本発明の目的は、ダンパー機構において、入力回転体と出力回転体との相対捩じり角度を充分に広くすることにより、走行時振動を低減させることにある。

【０００６】

【課題を解決するための手段】請求項1に記載のダンパー機構は、第1回転板と第2回転板と第3回転板と板状連結部と第1弾性部材とハブと第2弾性部材と摩擦機構と摩擦抑制機構とを備えている。第1回転板は窓孔が形成されている。第2回転板は、第1回転板の第1軸方向側に同心に配置され、窓孔に対応する第1支持部を有する。第3回転板は、第1回転板の第2次方向側に同心に配置され、窓孔に対応する第2支持部を有する。板状連結部は、第2回転板と第3回転板の外周部同士を固定するように軸方向に延び、主面が半径方向に向いている。第1弾性部材は、窓孔、第1及び第2支持部内に配置され、第1回転板と第2及び第3回転板とを円周方向に弾性的に連結している。第1弾性部材は、第1回転板と第2及び第3回転板とが相対回転すると窓孔と第1及び第2支持部との間で圧縮される。ハブは第1回転板の内周側に配置されている。第2弾性部材は第1回転板とハブとを円周方向に弾性的に連結する。第2弾性部材は第1弾性部材より剛性が低い。摩擦機構は第1弾性部材が圧縮される捩じり特性2段目領域において摩擦抵抗を発生する。摩擦抑制機構は捩じり特性2段領域において所定以下のトルクの捩じり振動に対しては摩擦機構を作動させない。第1回転部材の外周縁には板状連結部に対して円周方向に当接可能なストッパー部が形成されている。

【０００７】請求項1に記載のダンパー機構では、従来のストップピンを廃止し、板状連結部によって第2回転板と第3回転板とを連結するとともに第1回転板と第2及び第3回転板の相対捩じり角度を制限している。板状連結部は従来のストップピンに比べて半径方向長さが短いため、各回転板の最外周部分に配置することが可能である。この結果、ストッパー機構の捩じり角度が窓孔等によって狭められることがなく、充分に広くできる。このように最大捩じり角度を広くできることにより、捩じり特性の2段目領域における捩じり剛性を大幅に低くできる。この結果、駆動系捩じり共振周波数をエンジンの実用回転域より低くすることができる。さらに、このダンパー機構では、捩じり特性2段目領域において所定トルク以下の捩じり振動が入力された際には摩擦抑制機構によって摩擦機構が作動させられず、大きな摩擦抵抗が生じない。この結果、走行時における駆動系歯打ち音及びこもり音が大幅に低減される。

【０００８】請求項2に記載のダンパー機構は、請求項1において、板状連結部の半径方向位置は、窓孔の半径方向位置より半径方向外側にある。このため、ダンパー機構の捩じり角度を広くできるとともに第1弾性部材の円周方向長さを大きく確保できる。この結果、広捩じり角度・低剛性の特性が実現できる。請求項3に記載のダンパー機構は、第1回転体と第2回転体とダンパー機構と摩擦機構と摩擦抑制機構とを備えている。第2回転体は第1回転体に対して相対回転可能に配置されている。ダンパー機構は、第1回転体と第2回転体との間に両部材が相対回転するときに円周方向に圧縮される複数の弾性部材を含んでいる。ダンパー機構は、捩じり特性において1段目領域と1段目領域より剛性の高い2段目領域とを有している。摩擦機構は捩じり特性2段目領域において摩擦抵抗を発生可能である。摩擦抑制機構は、捩じり特性2段目領域において所定トルク以下の捩じり振動に対しては摩擦機構を作動させない。第1回転体と第2回転体の最大捩じり角度は２０度以上である。

【０００９】請求項3に記載のダンパー機構では、第1回転体と第2回転体の最大捩じり角度が２０度以上ある。従来に比べて大幅に捩じり角度が広くなっている。この結果、捩じり特性2段目領域の捩じり剛性が従来に比べて低減している。さらに、捩じり特性2段目領域に

おいて所定トルク以下の捩じり振動に対して摩擦抑制機構が摩擦機構を作動させないため、大きな摩擦抵抗が発生しない。以上の結果、走行時歯打ち音やこもり音が従来に比べて大幅に低減される。

【００１０】請求項4に記載のダンパー機構では、請求項3において、第1回転体と第2回転体の最大捩じり角度は３０度以上である。請求項5に記載のダンパー機構では、請求項4において、第1回転体と第2回転体の最大捩じり角度は４０度以上である。請求項6に記載のダンパー機構は、第1回転体と第2回転体とダンパー機構と摩擦機構と摩擦抑制機構とを備えている。第2回転体は第1回転体に対して相対回転可能に配置されている。ダンパー機構は、第1回転体と第2回転体との間に両部材が相対回転するときに円周方向に圧縮される複数の弾性部材を含んでいる。ダンパー機構は、捩じり特性において1段目領域と1段目領域より剛性の高い2段目領域とを有している。摩擦機構は捩じり特性2段目領域において摩擦抵抗を発生可能である。摩擦抑制機構は、捩じり特性2段目領域において所定トルク以下の捩じり振動に対しては摩擦機構を作動させない。捩じり特性2段目領域における捩じり剛性は１．５ｋｇｆ・ｍ／° 以下である。

【００１１】請求項6に記載のダンパー機構では、捩じり特性2段目領域における捩じり剛性が１．５ｋｇｆ・ｍ／° 以下であり、従来に比べて大幅に低くなっている。このような低剛性が実現された捩じり特性2段目領域において所定トルク以下の捩じり振動に対しては摩擦抑制機構が摩擦機構を作動させず大きな摩擦抵抗を発生させない。この結果、走行時の歯打ち音やこもり音が発生しにくい。

【００１２】請求項7に記載のダンパー機構では、請求項6において、捩じり特性2段目領域における捩じり剛性は１．０ｋｇｆ・ｍ／° 以下である。請求項8に記載のダンパー機構では、請求項7において、捩じり特性2段目領域における捩じり剛性は０．６～０．８ｋｇｆ・ｍ／° の範囲にある。請求項9に記載のダンパー機構では、請求項1～8のいずれかにおいて、捩じり特性2段目領域において所定トルク以下の捩じり振動が入力されて摩擦抑制機構が摩擦機構を作動させないときの摩擦抵抗の大きさをＡとして摩擦抑制機構が作動しているときの摩擦抵抗の大きさをＢとすると、比Ａ／Ｂは０．１５以下である。

【００１３】請求項9に記載のダンパー機構では、捩じり特性2段目領域において摩擦機構が発生する摩擦抵抗の大きさＡに対して摩擦抑制機構が摩擦機構を作動させていないときの摩擦抵抗の大きさＢが従来に比べて大幅に小さいため、走行時の歯打ち音やこもり音が発生しにくい。請求項１０に記載のダンパー機構では、請求項9において、比Ａ／Ｂは０．１５以下である。

【００１４】請求項１１に記載のダンパー機構では、請求項１０において、比Ａ／Ｂは０．０３～０．０５の範囲にある。請求項１２に記載のダンパー機構では、請求項1～１１のいずれかにおいて、摩擦抑制機構が摩擦機構を作動させていないときのヒステリシストルクの大きさは０．２０ｋｇｆ・ｍ以下である。

【００１５】請求項１２に記載のダンパー機構では、捩じり特性2段目領域において所定トルク以下の捩じり振動が入力されて摩擦抑制機構が摩擦機構を作動させていないときのヒステリシストルクの大きさが従来に比べて大幅に小さいため、走行時の歯打ち音やこもり音が従来に比べて大幅に低減されている。請求項１３に記載のダンパー機構では、請求項１２において、ヒステリシストルクの大きさは０．１０ｋｇｆ・ｍ以下である。

【００１６】請求項１４に記載のダンパー機構では、請求項１３において、ヒステリシストルクの大きさは０．０４～０．０８ｋｇｆ・ｍの範囲にある。

【００１７】

【発明の実施の形態】図1に本発明の一実施形態のクラッチディスク組立体1の断面図を示し、図2にその平面図を示す。クラッチディスク組立体1は、車輌のクラッチ装置に用いられる動力伝達装置であり、クラッチ機能とダンパー機能とを有している。クラッチ機能とはフライホイール（図示せず）に連結及び離反することによってトルクの伝達及び遮断をする機能である。ダンパー機能とは、バネ等によりフライホイール側から入力されるトルク変動等を吸収・減衰する機能である。図1においてＯ－Ｏがクラッチディスク組立体1の回転軸すなわち回転中心線である。また、図1の左側にエンジン及びフライホイール（図示せず）が配置され、図1の右側にトランスミッション（図示せず）が配置されている。さらに、図2のＲ1側がクラッチディスク組立体1の回転方向（正側）であり、Ｒ2側からその反対方向（負側）である。

【００１８】クラッチディスク組立体1は、主に、入力回転体2（クラッチプレート２１，リテーニングプレート２２，クラッチディスク２３）と、出力回転体3（ハブ）と、入力回転体2と出力回転体3との間に配置されたダンパー機構とから構成されている。ダンパー機構は、第1バネ7，第2バネ8及び摩擦機構１３などを含んでいる。

【００１９】入力回転体2はフライホイール（図示せず）からのトルクが入力される部材である。入力回転体2は、主に、クラッチプレート２１と、リテーニングプレート２２と、クラッチディスク２３とから構成されている。クラッチプレート２１とリテーニングプレート２２は共に板金製の円板状又は環状の部材であり、軸方向に所定の間隔を空けて配置されている。クラッチプレート２１はエンジン側に配置され、リテーニングプレート２２はトランスミッション側に配置されている。クラッチプレート２１とリテーニングプレート２２は後述する

板状連結部３１により互いに固定され、その結果軸方向の間隔が定めされるとともに一体回転するようになっている。

【００２０】クラッチディスク２３は、図示しないフライホイールに押し付けられる部分である。クラッチディスク２３は、クッショニングプレート２４と、第１及び第２摩擦フェーシング２５とから主に構成されている。クッショニングプレート２４は、環状部２４ａと、環状部２４ａの外周側に設けられ回転方向に並ぶ複数のクッショニング部２４ｂと、環状部２４ａから半径方向内側に延びる複数の連結部２４ｃとから構成されている。連結部２４ｃは４カ所に形成され、各々がリベット２７（後述）によりクラッチプレート２１に固定されている。クッショニングプレート２４の各クッショニング部２４ｂの両面には、摩擦フェーシング２５がリベット２６により固定されている。

【００２１】クラッチプレート２１及びリテーニングプレート２２の外周部には、回転方向に等間隔で４つの窓孔３５がそれぞれ形成されている。各窓孔３５には、内周側と外周側にそれぞれ切り起こし部３５ａ，３５ｂが形成されている。この切り起こし部３５ａ，３５ｂは後述の第２バネ８の軸方向及び半径方向への移動を規制するためのものである。また、窓孔３５には、第２バネ８の端部に当接又は近接する当接面３６が円周方向両端に形成されている。

【００２２】クラッチプレート２１及びリテーニングプレート２２には、それぞれ中心孔３７（内周縁）が形成されている。この中心孔３７内には出力回転体３としてのスプラインハブが配置されている。出力回転体３は、軸方向に延びる筒状のボス５２と、ボス５２から半径方向に延びるフランジ５４とから構成されている。ボス５２の内周部には、図示しないトランスミッション側から延びるシャフトに係合するスプライン孔５３が形成されている。フランジ５４には回転方向に並んだ複数の外周歯５５及び後述の第１バネ７を収容するための切欠き５６等が形成されている。切欠き５６は半径方向に対向する２カ所に形成されている。

【００２３】分離フランジ６は、出力回転体３の外周側で、かつ、クラッチプレート２１とリテーニングプレート２２との間に配置された円板状の部材である。分離フランジ６は、第１バネ７を介して出力回転体３と回転方向に弾性的に連結され、さらには第２バネ８を介して入力回転体２に弾性的に連結されている。図５に詳細に示すように、分離フランジ６の内周縁には複数の内周歯５９が形成されている。内周歯５９は、前述の外周歯５５の間に配置され、回転方向に所定の間隔を空けて配置されている。外周歯５５と内周歯５９とは回転方向に互いに当接可能である。すなわち、外周歯５５と内周歯５９とにより出力回転体３と分離フランジ６との捩じり角度を規制するための第１ストッパー９が形成されている。

外周歯５５とその円周方向両側の内周歯５９との間にはそれぞれ第１捩じり角度θ１が確保されている。外周歯５５から見てＲ１側の内周歯５９との間の第１捩じり角度θ１は約２°であり、外周歯５５から見てＲ２側の内周歯５９との間の第１捩じり角度θ１は約５°である。

【００２４】さらに、分離フランジ６の内周縁には、フランジ５４の切欠き５６に対応して切欠き６７が形成されている。切欠き５６，６７内には、それぞれ１つずつ合計２つの第１バネ７が配置されている。第１バネ７は低剛性のコイルスプリングであり、２つの第１バネ７は並列に作用する。第１バネ７は円周方向両端においてスプリングシートを介して切欠き５６，６７の円周方向両端５７，６８に係合している。以上の構造によって、出力回転体３と分離フランジ６とが相対回転する際には第１捩じり角度θ１の範囲内で第１バネ７が回転方向に圧縮される。

【００２５】分離フランジ６には回転方向に等間隔で４つの窓孔４１が形成されている。窓孔４１は回転方向に長く延びる形状である。窓孔４１の縁は、円周方向両側の当接部４４と、外周側の外周部４５と、内周側の内周部４６とから構成されている。外周部４５は連続して形成されており窓孔４１の外周側を閉じている。なお、窓孔４１の外周側は一部が半径方向外方に開いた形状であってもよい。分離フランジ６において各窓孔４１の円周方向間には切欠き４２が形成されている。切欠き４２は半径方向内側から外側に向かって円周方向長さが長くなる扇形状であり、円周方向両側に縁面４３が形成されている。

【００２６】各窓孔４１が形成された部分の半径方向外側には、突起４９が形成されている。すなわち突起４９は分離フランジ６の外周縁４８からさらに半径方向外側に延びる突起形状である。突起４９は、回転方向に長く延びており、ストッパー面５０（ストッパー部）が形成されている。突起４９は、窓孔４１に比べて円周方向の幅が短く、ほぼその円周方向中間位置に形成されている。すなわち、突起４９のストッパー面５０は、切欠き４２の縁面４３より窓孔４１に対してさらに円周方向内側に配置されており、窓孔４１の当接部４４よりさらに円周方向内側に配置されている。なお、突起４９は円周方向両端にストッパー面が形成されていればそれでよく、必ずしも円周方向中間部分を必要としない。すなわち、突起は両側ストッパー面を形成するために円周方向２カ所に設けられた形状であっても良い。

【００２７】前述した分離フランジ６の構造について他の表現を用いて再度説明する。分離フランジ６は内周側に環状部を有しており環状部から半径方向外方に突出する複数の突出部４７を有している。各突出部４７はこの実施形態では回転方向に等間隔で４つ形成されている。突出部４７は回転方向に長く形成されており、その内部に前述の窓孔４１が形成されている。窓孔４１は突出部

４７においてその面積の７０％以上を占めており、突出部４７にわたって形成されている。

【００２８】さらに突出部４７を他の表現で説明すると、突出部４７は、半径方向に延びる２つの円周方向両側窓枠部９１と、円周方向両側窓枠部９１の半径方向外側端同士を連結する外周側窓枠部９２とから構成されている。円周方向両端窓枠部９１の円周方向内側は当接部４４となり、円周方向外側は縁面４３となっている。外周側窓枠部９２の半径方向内側は外周部４５となっており、半径方向外側は外周縁４８となっている。外周縁４８には前述の突起４９が形成されている。なお、前述の切欠き４２は回転方向に隣接する突出部４７の円周方向両端窓枠部９１間の空間である。

【００２９】第２バネ８はクラッチディスク組立体１のダンパー機構に用いられる弾性部材すなわちバネである。各第２バネ８は、同心に配置された１対のコイルスプリングから構成されている。各第２バネ８は各第１バネ７に比べて大型であり、バネ定数が大きい。第２バネ８は各窓孔４１，３５内に収容されている。第２バネ８は回転方向に長く延びており、窓孔４１全体にわたって配置されている。すなわち第２バネ８の円周方向角度は後述の窓孔４１の円周方向角度θBとほぼ等しい。第２バネ８の円周方向両端は、窓孔４１の当接部４４と当接面３６とに当接又は近接している。プレート２１，２２のトルクは第２バネ８を介して分離フランジ６に伝達され得る。プレート２１，２２と分離フランジ６とが相対回転すると、第２バネ８は両者の間で圧縮される。具体的には、第２バネ８は当接面３６とその円周方向反対側の当接部４４との間で回転方向に圧縮される。このとき４つの第２バネ８は並列に作用している。なお、自由状態（分離フランジ６とプレート２１，２２の間で捩じりが生じていない状態）では、第２バネ８の円周方向両端の半径方向内側部は当接部４４に当接又は近接しているが、円周方向両端部の半径方向外側部は当接部４４から僅かに離れている。

【００３０】リテーニングプレート２２の外周縁には、回転方向に等間隔で４カ所に板状連結部３１が形成されている。板状連結部３１は、クラッチプレート２１とリテーニングプレート２２とを互いに連結するものであり、さらに後述するようにクラッチディスク組立体１のストッパーの一部を構成している。板状連結部３１は、リテーニングプレート２２から一体に形成された板状部材であり、回転方向に所定の幅を有している。板状連結部３１は、各窓孔４１の円周方向間すなわち切欠き４２に対応して配置されている。板状連結部３１は、リテーニングプレート２２の外周縁から軸方向に延びるストッパー部３２と、ストッパー部３２の端部から半径方向内側に延びる固定部３３とから構成されている。ストッパー部３２はリテーニングプレート２２の外周縁からクラッチプレート２１側に延びている。固定部３３は、ストッパー部３２の端部から半径方向内側に折り曲げられている。以上に述べた板状連結部３１はリテーニングプレート２２と一体の部分であり、厚みはリテーニングプレート２２とほぼ同じである。そのため、ストッパー部３２は半径方向にはリテーニングプレート２２の板厚に相当する幅のみを有している。ストッパー部３２は円周方向両側にストッパー面５１を有している。固定部３３の半径方向位置は窓孔４１の外周側部分に対応しており、円周方向位置は回転方向に隣接する窓孔４１の間である。この結果、固定部３３は分離フランジ６の切欠き４２に対応して配置されている。切欠き４２は固定部３３より大きく形成されており、このため組立時にリテーニングプレート２２をクラッチプレート２１に対して軸方向に移動させたときには固定部３３は切欠き４２を通って移動可能である。固定部３３はクッショニングプレート２４の連結部２４ｃに平行にかつトランスミッション側から当接している。固定部３３には孔３３ａが形成されており、孔３３ａ内には前述のリベット２７が挿入されている。リベット２７は、固定部３３とクラッチプレート２１とクッショニングプレート２４とを一体に連結している。さらに、リテーニングプレート２２において固定部３３に対応する位置にはかしめ用孔３４が形成されている。

【００３１】次に、板状連結部３１のストッパー部３２と突起４９とからなる第２ストッパー１０について説明する。第２ストッパー１０は分離フランジ６と入力回転体２との間で捩じり角度$\theta 4$までの領域で両部材の相対回転を許容し、捩じり角度が$\theta 4$になると両部材の相対回転を規制するための機構である。なお、この捩じり角度$\theta 4$の間で第２バネ８は分離フランジ６と入力回転体２との間で圧縮される。

【００３２】板状連結部３１は、平面視において、円周方向位置は窓孔４１の円周方向間、切欠き４２内、突起４９の円周方向間にある。また、板状連結部３１のストッパー面５１の半径方向位置は、分離フランジ６の外周縁４８よりさらに半径方向外側にある。すなわち、ストッパー部３２と突起４９とは半径方向位置がほぼ同じである。このため、ストッパー部３２と突起４９は分離フランジ６とプレート２１，２２との捩じり角度が大きくなると互いに当接可能である。ストッパー部３２のストッパー面５１と突起４９のストッパー面５０とが互いに当接した状態では、ストッパー部３２は分離フランジ６の突出部４７すなわち窓孔４１の半径方向外側に位置している。すなわち、ストッパー部３２が突出部４７及び窓孔４１よりさらに円周方向内側に入り込むことが可能になっている。

【００３３】以上に述べた第２ストッパー１０の利点について説明する。ストッパー部３２は板状であるため、従来のストップピンに比べて円周方向角度を短くできる。また、ストッパー部３２は従来のストップピンに比

べて半径方向長さが大幅に短くなっている。すなわちストッパー部３２の半径方向長さはプレート２１，２２の板の厚みと同じだけである。このことは、第２ストッパー１０の実質的な半径方向長さはプレート２１，２２の板厚に相当する短い部分に限定されていることを意味する。

【００３４】ストッパー部３２はプレート２１，２２の外周縁部分すなわち最外周位置に配置されており、ストッパー部３２の半径方向位置は突出部４７特に窓孔４１の外周縁４８の半径方向位置よりさらに半径方向外側である。このようにストッパー部３２が窓孔４５から半径方向に異なる位置にあるため、ストッパー部３２と窓孔４１とが回転方向に互いに干渉しない。この結果、第２バネ８によるダンパー機構の最大捩じり角度と第２バネ８の捩じり角度を共に大きくできる。ストッパー部が窓孔と同じ半径方向位置にある場合には、第２バネによるダンパー機構の捩じり角度と窓孔の円周方向角度とは互いに干渉し合い、ダンパー機構の広角化とバネの低剛性化を実現できない。

【００３５】特に、第２ストッパー１０の半径方向長さが従来のストップピンに比べて大幅に短いため、第２ストッパー１０を窓孔４１の半径方向外側に設けても、プレート２１，２２の外径は極端に大きくならない。また、窓孔４１の半径方向長さが極端に短くなることはない。中間プレート１１は、出力回転体３の外周側において、クラッチプレート２１と分離フランジ６との間、及び分離フランジ６とリテーニングプレート２２の間とに配置された１対のプレート部材である。中間プレート１１は円板状又は環状のプレート部材であり、入力回転体２と出力回転体３との間でダンパー機構の一部を構成する部材である。中間プレート１１の内周縁には複数の内周歯６６が形成されている。内周歯６６は分離フランジ６の内周歯５９と軸方向に重なるように配置されている。内周歯６６は、出力回転体３（ハブ）の外周歯５５と回転方向に所定の隙間を空けて配置されている。すなわち、この隙間の範囲内で出力回転体３と中間プレート１１とは相対回転可能となっている。外周歯５５と内周歯５９とにより、出力回転体３と中間プレート１１との相対回転角度を規制する第３ストッパー１２が形成されている。より具体的には、図５に示すように、外周歯５５から見て円周方向両側の内周歯６６との間にはそれぞれ第２捩じり角度θ２だけの隙間が確保されている。この実施形態では第２捩じり角度θ２は共に等しく、約２°となっている。第２捩じり角度θ２の大きさは第１捩じり角度θ１以下である。この比較は円周方向の同じ側の各角度同士で行っている。

【００３６】中間プレート１１には、それぞれ半径方向外側に突出する係合部６１が形成されている。各係合部６１は分離フランジ６の窓孔４５の間に配置されている。係合部６１は窓孔４１の半径方向中間位置付近まで延びている。係合部６１は半径方向内側から外側に向かって除々に円周方向長さが長くなる扇型をしている。また、係合部６１の円周方向両端は、円周方向両側にある第２バネ８の内周側部分に係合可能となっている。係合部６１の円周方向両側端面６１ａと第２バネ８の円周方向端部との間にはそれぞれ第３捩じり角度θ３だけの隙間が確保されている。この実施形態では、係合部６１とそのＲ２側の第２バネ８との間の第３捩じり角度θ３は、約４°であり、Ｒ１側の第２バネ８との間の第３捩じり角度θ３は約１°である。第３捩じり角度θ３は、第１捩じり角度θ１から第２捩じり角度θ２を引いたものより大きい。この比較は円周方向の同じ側の角度同士で行っている。

【００３７】１対の中間プレート１１同士は、複数のピン６２により相対回転不能になっている。ピン６２は、胴部と、胴部から軸方向両側に延びる小径の突起部分から構成されている。１対の中間プレート１１同士は、ピン６２の胴部に軸方向から当接することによって、互いに対して軸方向に接近することが制限されている。突起部分は中間プレート１１に形成された孔内に挿入されている。各中間プレート１１と分離フランジ６との間には、それぞれスペーサ６３が配置されている。スペーサ６３は各中間プレート１１の内周部と分離フランジ６の内周側環状部分との間に各々配置された環状のプレート部材である。スペーサ６３にはピン６２の胴部が挿入される孔が形成されており、ピン６２と孔の係合によってスペーサ６３は中間プレート１１と一体回転するようになっている。スペーサ６３において分離フランジ６に対向し当接する側の面には摩擦係数を減らすためのコーティングが施されている。分離フランジ６にはピン６２が貫通する長孔６９が形成されている。長孔６９は、ピン６２が分離フランジ６に対して回転方向に移動可能にするための孔である。

【００３８】次に、摩擦機構を構成する各部材について説明する。第２摩擦ワッシャー７２は、トランスミッション側の中間プレート１１の内周部とリテーニングプレート２２の内周部との間に配置されている。第２摩擦ワッシャー７２は主に樹脂製の本体７４と本体７４にモールドされた摩擦板７５とから構成されている。摩擦板７５は、トランスミッション側の中間プレート１１のトランスミッション側面に当接している。本体７４の内周部からはトランスミッション側に係合部７６が延びている。係合部７６は、リテーニングプレート２２に対して相対回転不能に係合されるとともに軸方向に係止されている。本体７４の内周部トランスミッション側には複数の凹部７７が形成されている。本体７４とリテーニングプレート２２との間には第２コーンスプリング７３が配置されている。第２コーンスプリング７３は、第２摩擦ワッシャー７２の本体７４とリテーニングプレート２２との間で圧縮された状態で配置されている。これによ

り、第２摩擦ワッシャー７２の摩擦板７５は第１中間プレート１１に強く圧接されてている。第１摩擦ワッシャー７９はフランジ５４とリテーニングプレート２２の内周部との間に配置されている。すなわち、第１摩擦ワッシャー７９は第２摩擦ワッシャー７２の内周側でかつボス５２の外周側に配置されている。第１摩擦ワッシャー７９は樹脂製である。第１摩擦ワッシャー７９は、主に環状の本体８１から構成されており、環状の本体８１からは複数の突起８２が半径方向外側に延びている。本体８１はフランジ５４に当接しており、複数の突起８２は第２摩擦ワッシャー７２の凹部７７に相対回転不能に係合している。これにより、第１摩擦ワッシャー７９は第２摩擦ワッシャー７２を介してリテーニングプレート２２と一体回転可能である。第１摩擦ワッシャー７９とリテーニングプレート２２の内周部との間には第１コーンスプリング８０が配置されている。第１コーンスプリング８０は第１摩擦ワッシャー７９とリテーニングプレート２２の内周部との間で軸方向に圧縮された状態で配置されている。なお、第１コーンスプリング８０の付勢力は第２コーンスプリング７３の付勢力より小さくなるように設計されている。また、第１摩擦ワッシャー７９の摩擦面は樹脂部分であるため、第２摩擦ワッシャー７２に比べて摩擦係数が小さくなっている。このため、第１摩擦ワッシャー７９によって発生する摩擦（ヒステリシストルク）は第２摩擦ワッシャー７２で発生する摩擦より大幅に小さくなっている。クラッチプレート２１の内周部とフランジ５４及び中間プレート１１の内周部との間には第３摩擦ワッシャー８５が配置されている。第３摩擦ワッシャー８５は樹脂製の環状の部材である。第３摩擦ワッシャー８５は、主に、環状の本体８６から構成されている。環状の本体８６のトランスミッション側には、外周側に摩擦板８８が配置され、内周側には樹脂からなる摩擦面８７が形成されている。摩擦板８８はエンジン側の中間プレート１１の内周部に当接している。樹脂製の摩擦面８７はフランジ５４のエンジン側面に当接している。さらに、第３摩擦ワッシャー８５の内周部には、エンジン側に突出する環状の筒部９０が形成されている。筒部９０の内周面はボス５２の外周面に摺動可能に当接している。また、本体８６の外周側部分からは、回転方向に複数箇所においてエンジン側に突出する係合部８９が形成されている。係合部８９はクラッチプレート２１に形成された孔内に係合され、これにより第３摩擦ワッシャー８５はクラッチプレート２１に対して相対回転不能係合するとともに軸方向に係止されている。以上に述べた摩擦機構において、第２摩擦ワッシャー７２の摩擦板７５及び第３摩擦ワッシャー８５の摩擦板８８と中間プレート１１との間に比較的高いヒステリシストルクを発生する摩擦機構１３が形成されている。さらに、第１摩擦ワッシャー７９の本体８１による摩擦面と第３摩擦ワッシャー８５の樹脂摩擦面８７とがフランジ５４との間に比較的低いヒステリシストルクを発生する摩擦機構１５を形成している。

【００３９】次に第２バネ８と第２ストッパー１０における各構造の角度及びその関係について詳細に説明する。なお、以下に述べる「円周方向角度」とは、ある位置から他の位置までのクラッチディスク組立体１の回転軸Ｏを中心とした円周方向（クラッチディスク組立体１の回転方向）角度のことである。以下の説明で用いる角度の絶対値は図面に記載された本願発明の一例としてのクラッチディスク組立体１のものであり、本願発明はそれらの数値に限定されない。

【００４０】各円周方向角度θＡ〜θＥは図６及び７に記載されている。図２０に示すのは、各円周方向θＡ〜θＥの角度の関係を示す線図である。

θＡとθＣとの関係

各突起４９の円周方向角度θＡは回転方向に隣接する突起４９の隣接する円周方向端部間（すなわち回転方向に向き合うストッパー面５０間）の円周方向角度θＣより小さい。図２０から明らかなようにθＡとθＣは一方が大きくなれば他方が小さくなる関係にある。ここではθＡをθＣに対して大幅に小さくすることでθＣを従来より大きく確保している。このように各突起４９間の円周方向角度θＣが広くなることにより、分離フランジ６とプレート２１，２２との間の捩じり角度θＥを広くすることが可能となっている。本願発明の一実施形態である図面に示したクラッチディスク組立体１では、各θＡは２１°であり、各θＣは６９°である。

【００４１】θＣは、４０°以上あれば従来にない充分に優れた効果が得られ、５０〜８０°の範囲にある場合はさらに優れた効果が得られ、６０〜８０°の範囲にある場合はさらに優れた効果が得られ６５〜７５°の範囲にある場合は最も優れた効果が得られる。θＣはθＡの２分の１以下であれば充分に優れた効果が得られる。θＣはθＡの３分の１以下であればさらに優れた効果が得られる。図面のθＣθＡとの比は１：３．２９である。この比は１：２〜６の範囲にあれば充分に優れた効果が得られ、１：２．５〜５．５の範囲にあればさらに優れた効果が得られる。

θＣとθＤとの関係

各板状連結部３１（ストッパー部３２）の円周方向角度θＤは、前述の角度θＣより遙かに小さくなっている。図２０から明らかなように、θＣからθＤを引いたものが、分離フランジ６とプレート２１，２２との間の最大捩じり角度θＥ（ダンパー機構のストッパー角度）になっている。すなわち、このダンパー機構では最大捩じり角度θＥが従来より広くなっている。図から明らかなように、θＥを広くするためには、θＣを大きくし、θＤを小さくすることが必要であることがわかる。この実施形態においてはθＤは１６°になっている。θＤは２０°以下であるのが好ましく、１０〜２０°の範囲にある

のがさらに好ましい。

【００４２】θＤがθＣの２分の１以下であれば、θＤは充分に広く確保され、３分の１であればさらにθＥは広くなり、４分の１以下であればθＥを最も広くできる。図面におけるθＤとθＥとの比は１：４．３１である。この比が１：２～６の範囲るあればθＥは充分に広く確保され、１：３～６の範囲にあればさらにθＥはさらに広くなり、１：３．５～５．０の範囲にあればθＥは最も広くなる。

【００４３】この実施形態ではθＥは５３°である。θＥは２０°以上であるのが好ましい。θＥは３０°以上であるのが好ましい。特に４０～６０°の範囲にあれば従来にない充分な広角化が達成されており、４５～５５°の範囲にあればさらに好ましい。最大捩じり角度θＥが増大することにより以下の効果が得られる。広捩じり角が達成されると、ストッパートルクを低下させることなく、捩じり特性の二段目のばね（第２バネ８）の剛性を低くできる。この実施形態では従来に比べて第２バネ８の剛性を約５０％程度まで低くしている。この結果、一段目から二段目に移行するときのショック（アクセル踏み込み時、最初の突き上げ感）が減少する。

【００４４】なお、突起４９は各突出部４７又は窓孔４５に対して回転方向に変位して形成されている。より具体的に説明すると、突起４９の円周方向中心は突出部４７又は窓孔４１の円周方向中心からＲ１側にずれて配置されている。この結果、各突起４９からストッパー面５１までの角度は円周方向両側で異なっている。別の言い方では、ストッパー部３２は回転方向に隣接する突起４９の円周方向間でＲ２側にずれて配置されている。この結果、ストッパー部３２とそのＲ１側の突起４９との間の隙間角度θＥ１（θ４）は、ストッパー部３２とそのＲ２側の突起４９との間の隙間角度θＥ２より大きい。

θＢとθＤとの関係

分離フランジ６に形成された窓孔４１は合計４つであり、各窓孔４１の円周方向角度θＢは５０°以上ある。θＢは当接部４４の半径方向中間部同士間で測定されている。図面におけるθＢは６１°である。この結果、回転方向に充分に長いつまり広角化したバネを用いることができる。θＢは５０～７０°の範囲にあるのが好ましく、５５～６５°の範囲にあればさらに好ましい。

【００４５】各突起４９の円周方向角度θＤは各窓孔４１の円周方向角度θＢより小さい。これはθＥのθＢに対する比が十分に大きいことを意味している。すなわち広角化した窓孔４１及び第２バネ８に対してダンパー機構の最大捩じり角度を充分に広くすることによって、バネの機能を有効に利用し、さらに広捩じり角度・低捩じり剛性の特性を得られる。

【００４６】θＤがθＢの２分の１以下である場合は充分に優れた効果が得られ、３分の１以下である場合はさらに優れた効果が得られる。この実施形態ではθＤとθＢとの比は１：３．８１である。この比が１：２～４の範囲にある場合はθＥのθＢに対する比は充分に大きく、１：２．５～４．０の範囲にある場合はθＥのθＢに対する比はさらに大きくなり、１：２．７５～３．７５の範囲にある場合はθＥのθＢに対する比は最も大きくなる。

θＡとθＢとの関係

突起４９の円周方向角度θＡは各窓孔４１の円周方向角度θＢより小さい。θＡのθＢに対する比が従来より小さいということは、θＣのθＢに対する比が従来より大きいことを示す。言い換えると、広角化した窓孔４１に対して最大捩じり角度θＥを広く確保する前提となるθＣのθＢに対する比が充分に大きい。各突起４９の円周方向角度θＡは窓孔４１の円周方向角度θＢの２／３以下であればよく、１／２以下であればより好ましく、１／３以下であればさらに好ましい。この実施形態におけるθＡとθＢとの比は１：２．９０である。θＡとθＢとの比は１：２～４の範囲にあるのが好ましく、１：２．５～４．０の範囲にあればより好ましく、１：２．７５～３．７５の範囲にあれば最も好ましい。なお、θＣはθＢより大きくなっている。

θＢとθＥとの関係

θＥとθＢは共に従来に比べて大きくなっており、これによりダンパー機構の最大捩じり角度が大きくなると共に第２バネ８の捩じり角度が広くなっている。第２バネ８は大型化されることによって設計が容易になり、高性能（広捩じり角・低剛性）になっている。

【００４７】θＢとθＥを比較すると、θＢがθＥに比べて大きいが、その差はわずかしかない。すなわち、θＥのθＢに対する比が充分に大きくなっている。これにより窓孔４１すなわち第２バネ８の円周方向角度を広くした場合において、その広角度を充分に生かせる最大捩じり角度θＥが確保されている。θＢとのθＥに対する比は１：１．１３である。この比は１：１．０～１．３の範囲にあれば充分に優れた効果が得られ、１：１．１～１．２の範囲にある場合はさらに優れた効果が得られる。

窓孔４１の半径方向長さ

このダンパー機構では、窓孔４１の半径方向長さが分離フランジ６の半径方向長さ（外径）に比べて充分に大きくなっている。この結果、窓孔４１に収容する第２バネ８の大型化が可能となっている。窓孔４１の半径方向長さは分離フランジ６の外径の３５％以上である。この割合が３５～５５％の範囲にある場合は充分に優れた効果を得ることができ、４０～５０％の範囲にある場合はさらに優れた効果を得ることができる。

【００４８】次に、図８を用いてクラッチディスク組立体１の構成についてさらに詳細に説明する。図８はクラッチディスク組立体１のダンパー機構の機械回路図である。この機械回路図は、ダンパー機構を模式的に描いた

ものであり、出力回転体３を入力回転体２に対して一方向（例えばＲ２側）に捩った時の各部材の動作や関係を説明するための図である。図から明らかなように、入力回転体２と出力回転体３との間には、ダンパー機構を構成するための複数の部材が配置されている。分離フランジ６は、入力回転体２と出力回転体３との間に配置されている。分離フランジ６は出力回転体３とに第１バネ７を介して回転方向に弾性的に連結されている。また、分離フランジ６と出力回転体３との間には第１ストッパー９が形成されている。第１ストッパー９における第１捩じり角度θ１の間で第１バネ７は圧縮可能である。分離フランジ６は入力回転体２に対して第２バネ８を介して回転方向に弾性的に連結されている。また、分離フランジ６と入力回転体２との間に第２ストッパー１０が形成されている。第２ストッパー１０における第４捩じり角度θ４の間で第２バネ８は圧縮可能となっている。以上に述べたように、入力回転体２と出力回転体３は直列に配置された第１バネ７と第２バネ８とにより回転方向に弾性的に連結されている。ここでは、分離フランジ６は２種類のバネの間に配置された中間部材として機能している。また、以上に述べた構造は、並列に配置された第１バネ７及び第１ストッパー９からなるダンパーと、並列に配置された第２バネ８と第２ストッパー１０からなるダンパーとが、直列に配置された構造として見ることができる。また、以上に述べた構造を入力回転体２と出力回転体３とを回転方向に弾性的に連結する第１ダンパー機構４として考えることができる。第１バネ７全体の剛性は第２バネ８の全体の剛性より遙かに小さく設定されている。そのため、第１捩じり角度θ１までの捩じり角度の範囲では第２バネ８はほとんど回転方向に圧縮されない。

【００４９】中間プレート１１は、入力回転体２と出力回転体３との間に配置されている。中間プレート１１は、その一部が第２バネ８に対して係合可能な構成となっている。中間プレート１１は、出力回転体３との間に第２捩じり角度θ２だけの隙間を有する第３ストッパー１２を構成している。この第３ストッパー１２は、後述する一段目範囲での微小捩じり振動が入力された際に出力回転体３と中間プレート１１との間で相対回転を許容するための隙間である。また、中間プレート１１は、摩擦機構１３を介して入力回転体２に回転方向に摩擦係合している。さらに、中間プレート１１は、係合部６１が第２バネ８の円周方向端部に第３捩じり角度θ４だけの隙間を空けて配置されている。以上に述べた中間プレート１１は、直列に配置された第３ストッパー１２と摩擦機構１３を構成することで入力回転体２と出力回転体３とを回転方向に連結する第２ダンパー機構５を実現している。第２ダンパー機構５は第１ダンパー機構４と並列に作用するように配置されている。

【００５０】次に、図８におけるダンパー機構の各角度θ１〜θ４の関係について説明する。ここでの角度は出力回転体３から入力回転体２を負側に見た各角度である（入力回転体２から出力回転体３を正側に見ている）。第１捩じり角度θ１は第１バネ７におけるダンパー機構の正側最大捩じり角度であり、第２ストッパー１０における第４捩じり角度θ４は第２バネ８におけるダンパー機構の正側最大捩じり角度θＥ１である。第１捩じり角度θ１と第４捩じり角度θ４との合計がクラッチディスク組立体１全体としてのダンパー機構の正側最大捩じり角度である。第２捩じり角度θ２は第１捩じり角度θ１と等しい又はそれ未満である必要がある。この実施形態では、例えば第１捩じり角度θ１は５°であり、第２捩じり角度θ２は２°である。第１捩じり角度θ１から第２捩じり角度θ２を引いたその差は第３捩じり角度θ３より小さい必要がある。第１捩じり角度θ１から第２捩じり角度θ２を引いたその差をさらに第３捩じり角度θ３から引いたものが、捩じり特性の二段目において微小捩じり振動が入力された時の摩擦機構１３を作動させないための隙間角度Ａとなっている。隙間角度Ａはこの実施形態では１°であるが、１〜２°の範囲にあることが好ましい。正負両側の第２捩じり角度θ２の合計が、捩じり特性の一段目において微小捩じり振動が入力された時の摩擦機構１３を作動させないための合計隙間角度Ｂになる。この実施形態では第２捩じり角度θ２は正負共に２°であり、合計隙間角度Ｂは４°になる。合計隙間角度Ｂは隙間角度Ａより大きいことが好ましく、２倍以上あるのが望ましい。合計隙間角度Ｂは３〜５°範囲にあれば優れた効果が得られる。

【００５１】また、図８に示すように、入力回転体２と出力回転体３との間には摩擦機構１５が設けられている。摩擦機構１５は、入力回転体２と出力回転体３が相対回転する際には常に滑りが生じるようになっている。この実施形態では摩擦機構１５は主に第１及び第２摩擦ワッシャー７２，８５によって構成されているが、他の部材によって構成されていても良い。また摩擦機構１５で発生するヒステリシストルクは場合によっては最大限低いことが望ましい。

【００５２】次に、図８〜図１８の機械回路図及び図１９の捩じり特性線図を用いてクラッチディスク組立体１のダンパー機構の特性を説明する。なお、この捩じり特性線図は入力回転体２と出力回転体３とを正負の最大捩じり角度間で捩った場合の捩じり角度とトルクとの関係を表している。図８及び図１５は入力回転体２と出力回転体３とが静止状態にある状態を示すものであり、図１９の捩じり特性線図には現れていない。図９〜１４は出力回転体３が入力回転体２に対して０度よりＲ２側に捩れているときの動作（すなわち入力回転体２が出力回転体３に対して０度よりＲ１側（正側）に捩れている）を説明するための図である。なお、図９〜図１３は正側領域で正側に変化しているときの状態を説明し、図１４は

正側領域で負側に変化しているときの状態を説明している。図１６～図１８は出力回転体３が入力回転体２に対して０度よりＲ１側（正側）に捩れているときの動作（すなわち入力回転２が出力回転体３に対して０度よりＲ２側（負側）に捩れている）を説明するための図である。なお、図１６及び図１７は負側領域で負側に変化しているときの状態を説明し、図１８は負側領域で正側に変化しているときの状態を説明している。

【００５３】図９は捩じり特性の０°において負側から正側に捩れる時の図である。このとき、図８の静止状態に比べて中間プレート１１は出力回転体３側（Ｒ１側）に１°だけずれて配置されている。このため、中間プレート１１の係止部６１と第２バネ８との間の隙間は第３捩じり角度θ３＋１°（５°）になっている。捩じり角度が１°になると、図９の状態から出力回転体３が入力回転体２に対してＲ２側に１°変位し、図１０に示すように出力回転体３の外周歯５５が中間プレート１１の内周歯６６に当接する。以後捩じり角度が１°から５°までの間は、図１１に示すように、第１バネ７が出力回転体３と分離フランジ６との間で圧縮され、摩擦機構１３で滑りが生じる。この結果、１°から５°までの一段目範囲で低剛性・高ヒステリシストルクの特性が得られる。図１２に示すように捩じり角度が第１捩じり角度θ１（５°）になると、出力回転体３の外周歯５５が分離フランジ６の内周歯５９に当接する。この結果、５°から正側最大捩じり角度θ４（θＥ１）までの二段目範囲では、図１３（８°）に示すように、第２バネ８が分離フランジ６と入力回転体２との間で圧縮される。その結果、高剛性・高ヒステリシストルクの特性が得られる。図１３に示す状態では、中間プレート１１の係合部６１と第２バネ８の端部との間には隙間角度Ｂ（１°）の隙間が確保されている。この隙間角度Ｂは図８に示す静止時における第１捩じり角度θ１（５°）から第２捩じり角度θ２（２°）を引いたもの（３°）をさらに第３捩じり角度θ３（４°）から引いた残り（１°）に相当する。

【００５４】捩じり角度が最大限になり続いて負側に戻るとき、図１３の状態から第２バネ８が圧縮状態から分離フランジ６を押しながら伸び、図１４に示すようにその端部が中間プレート１１の係合部６１に当接する。第２バネ８の端部が係合部６１に当接するまでの１°の範囲では摩擦機構１３では滑りが生じない。第２バネ８は分離フランジ６とともに中間プレート１１を押していく。このため、中間プレート１１は出力回転体３に対して１°だけＲ１側に変位した状態を保つ。

【００５５】捩じり角度が５°になると、第２バネ８は自由長状態となり、続いて第１バネ７の伸びが始まる。このとき、図１４に示すように、中間プレート１１は出力回転体３に対してＲ１側に１°ずれて配置されているため、第１バネ７の伸びが開始されてから出力回転体３が中間プレート１１に対してθ２＋１°（３°）移動するまでは低剛性・低ヒステリシストルクの特性が得られる。すなわち、５°から２°までの間に摩擦機構１３は滑りを生じない。続いて２°になると出力回転体３が中間プレート１１をＲ１側に移動させ、これにより図１６に示すように中間プレート１１は第２バネ８の端部から離れると共に摩擦機構１３において滑りを発生させる。この結果、２°から－２°までの一段目範囲に低剛性・高ヒステリシストルクの特性が得られる。なお、捩じり角度が０°以下になると、図１６に示すように、出力回転体３と分離フランジ６との間で第１バネ７が圧縮される。捩じり角度が－２°を越えると、第２ストッパー９が当接し、第２バネ８が分離フランジ６と入力回転体２との間で圧縮される。第１ストッパー９が反対側で当接し、これ以降は中間プレート１１と入力回転体２との間で第２バネ８が圧縮される。この結果、負側の二段目において高剛性・高ヒステリシストルクの特性が得られる。二段目において負側に捩られて再び正側に戻るときは、図１８に示すように第２バネ８は分離フランジ６と中間プレート１１とを押している。このとき、摩擦機構１３が滑ることで高ヒステリシストルクが発生している。なお、この戻り状態において中間プレート１１は出力回転体３に対してＲ１側に１°ずれている。捩じり角度が－２°になると、第２バネ８の伸びが停止し、次に第１バネ７の伸びが開始される。ここではθ２＋１°（３°）の大きさすなわち－２°から１°までの範囲では第１バネ７は出力回転体３を押すが中間プレート１１は入力回転体２に対して滑らず高ヒステリシストルクが発生しない。

【００５６】次に、具体的にクラッチディスク組立体１に振動が入力された時の捩じり特性の変化について説明する。車輌の前後振動のように振幅の大きな捩じり振動が発生すると、捩じり角度は図１９の特性で示す正負の二段目間で変動を繰り返す。このとき、一段目と二段目の両方で高ヒステリシストルクが発生しているので、車輌の前後振動は速やかに減衰される。

【００５７】次に、例えば通常走行時（例えば図１３に示すような正側二段目範囲）においてエンジンの燃焼振動に起因する微小捩じり振動がクラッチディスク組立体１に入力されたとする。このとき、図１３に示す状態から、出力回転体３と入力回転体２とは隙間角度Ａ＝θ３－（θ１－θ２）＝１°の範囲内で摩擦機構１３を作用させずに相対回転可能である。すなわち、図１９のＣに示すように隙間角度Ａ（摩擦抑制機構）範囲内では第２バネ８が作動するが、摩擦機構１３では滑りが生じない。この結果、走行時ラトル、こもり音の原因となる微少捩じり振動を効果的に吸収できる。

【００５８】次に、アイドル時振動等の微小振動がクラッチディスク組立体１に入力された場合の動作について説明する。このときは正負一段目範囲（－２°～５°、

例えば図９，図１０，図１１）でダンパー機構が作動する。例えば図９の状態から、微小振動が入力されると、出力回転体３は分離フランジ６，中間プレート１１及び入力回転体２に対して相対回転する。このとき、第１バネ７が作動し、摩擦機構１３では滑りが生じない。このときのダンパー機構の捩じり角度の大きさは第３ストッパー１２における合計隙間角度Ｂ（４゜）以下である。

【００５９】一段目範囲で低剛性・低ヒステリシストルクを実現することで、定常歯打音レベルが向上している。一段目範囲で低剛性・低ヒステリシストルクを進めると、ジャンピング現象が生じることが考えられものの、このクラッチディスク組立体１では、一段目範囲の両側に高ヒステリシストルクの領域を設ける事でジャンピング現象を抑制している。ここでいうジャンピング現象とは、二段目の壁に正負ともに跳ね返され、一段目全域にわたる振動に発展する現象であり、定常の歯打音よりレベルの高い音が発生する現象をいう。

【００６０】以上に述べたように、摩擦機構１３は、入力回転体２と出力回転体３とを回転方向に摩擦係合し、一段目範囲と二段目範囲で滑り発生可能な機構である。また、第３ストッパー１２における第２捩じり角度θ２の隙間及び第４ストッパー１４における第３捩じり角度θ３の隙間はそれぞれ一段目範囲と二段目範囲で所定トルク以下の捩じり振動に対して摩擦機構１３で滑りを生じさせない摩擦抑制手段として機能している。さらに、第２ダンパー機構５全体は、入力回転体２と出力回転体３とを回転方向に摩擦係合し、一段目範囲と二段目範囲で所定トルク以下の捩じり振動に対しては滑らず、所定トルク以上の捩じり振動に対しては滑ることで摩擦を発生する摩擦機構であると考えても良い。さらに、第３ストッパー１２は一段目範囲で所定トルク以下の捩じり振動が入力された時に摩擦機構１３に滑りを生じさせない第１摩擦抑制機構であり、第４ストッパー１４は二段目範囲で所定トルク以下の捩じり振動が入力された時に摩擦機構１３に滑りを生じさせない第２摩擦抑制機構であると考えても良い。

【００６１】このクラッチディスク組立体１に示すように、従来のストップピンに代わる板状連結部３１よって捩じり角度二段目範囲の広角化を達成することにより、エンジン回転数における共振点が低回転側に移行する。さらに高ヒステリシストルクによって共振点のピークを低減できる。さらに、捩じり角度二段目範囲で低剛性化に微少捩じり振動に対して高ヒステリシストルクを発生させない構造を加えることにより、走行時ラトルやこもり音を低減できる。

〔捩じり特性２段目領域の低剛性化と捩じり特性２段目領域における微少振動に対する低ヒステリシストルク発生構造の組み合わせ〕上記クラッチリスク組立体１において、板状連結部３１を用いることで全体の捩じり角度、特に、２段目領域の捩じり角度を従来に比べて大幅に広くできている。この最大捩じり角度は２０度以上あることが好ましく、３０度以上あればさらによく、４０度以上であれば最も好ましい。この実施形態では、正負を合わせた最大捩じり角度は約６０度ある。また、正側の捩じり角度は３５度程度であり、負側の捩じり角度は２５度程度である。さらに、正側の２段目領域は３０度以上を確保されている。このように従来に比べて捩じり角度が大きく確保されることにより、２段目領域の捩じり剛性が大幅に低くなっている。そのうえ、ストッパートルクの大きさが従来と同程度であるとすれば、捩じり角度の大きさに比例して捩じり剛性が低くなっていく。ここでのストッパートルクは、１８．４〜２１．０ｋｇｆ・ｍの範囲にある。また、捩じり剛性は０．７１ｋｇｆ・ｍ／゜であり、好ましくは０．６〜０．８ｋｇｆ・ｍ／゜の範囲にある。この捩じり剛性は１．５ｋｇｆ・ｍ／゜以下であれば従来に比べて効果があり、１．０ｋｇｆ・ｍ／゜以下であればさらに好ましい。

【００６２】以上のように、捩じり特性２段目領域の捩じり角度を広くすることによって実現された低剛性化は、以下の効果を有している。第１に、１段目領域から２段目領域に移行する際に生じる突き上げ感が減少している。この突き上げ感は、アクセル踏み込み時に最初に感じるショックである。第２に、低剛性化により駆動系捩じり共振周波数をエンジンの実用回転域より低く設定できる。この結果、走行時における駆動系歯打ち音やこもり音が低減される。

【００６３】さらに、本発明においては、２段目領域において微少捩じり振動が入力された際に生じるヒステリシストルクが従来に比べて大幅に小さくなっている。たとえば、この実施形態では０．０６ｋｇｆ・ｍである。このヒステリシストルクの大きさは０．０４〜０．０８ｋｇｆ・ｍの範囲にあるのが好ましく、０．２０ｋｇｆ・ｍ以下であれば従来に比べて優れており、０．１０ｋｇｆ・ｍ以下でさらに好ましい。また、このヒステリシストルクの大きさは捩じり特性２段目領域でトルクが大きく捩じり角度が大きな振動の際に生じるヒステリシストルクの大きさに対して０．０４の大きさになっている。この比は０．１５以下であれば好ましく、０．１０以下であればさらに好ましい。さらには、この比は０．０３〜０．０５の範囲にあると最も優れた効果が得られる。このように微少捩じり振動に対して生じるヒステリシストルクを充分に低くしたことが、前述の２段目領域の低剛性化と伴って、微少捩じり振動に対して低剛性・低ヒステリシストルクの優れた特性を実現している。この結果、通常走行時の駆動系歯打ち音やこもり音を従来に比べて大幅に低減している。

【００６４】

【発明の効果】本発明に係るダンパー機構では、最大捩じり角度を広くすることにより、捩じり特性の２段目領域における捩じり剛性を大幅に低くできる。その上、捩

じり特性２段目領域において所定トルク以下の捩じり振動が入力されたときに生じるヒステリシストルクが従来に比べてちいさい。このようにして、低捩じり剛性と手ヒステリシストルクの組み合わせによって、走行時における駆動系歯打ち音及びこもり音が大幅に低減される。

【図面の簡単な説明】

【図１】クラッチディスク組立体の縦断面図。

【図２】クラッチディスク組立体の平面図。

【図３】図２の拡大図。

【図４】各部品の分解断面図。

【図５】ハブと分離フランジ及び中間プレートとの係合を示すための平面図。

【図６】各部分の捩じり角度の関係を説明するための平面図。

【図７】各部分の捩じり角度の関係を説明するための平面図。

【図８】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図９】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

【図１０】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

【図１１】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

【図１２】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

【図１３】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

【図１４】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

【図１５】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

【図１６】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

【図１７】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

【図１８】ダンパー機構の動作状態を示すための機械回路図。

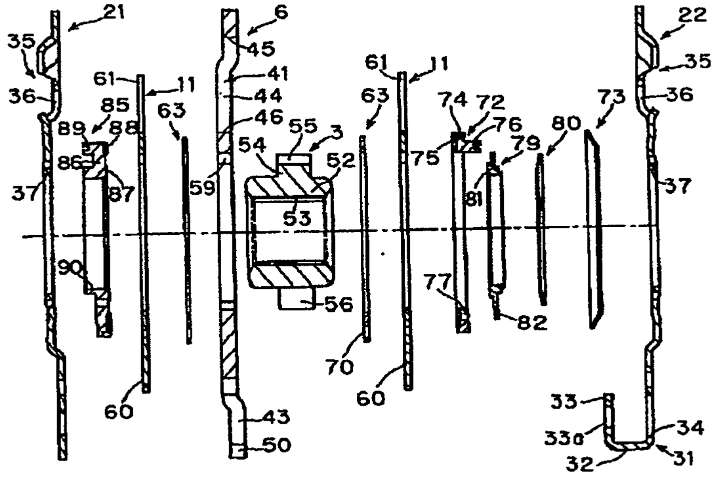
【図１９】クラッチディスク組立体の捩じり特性線図。

【図２０】クラッチディスク組立体の各捩じり角度の関係を説明するための線図。

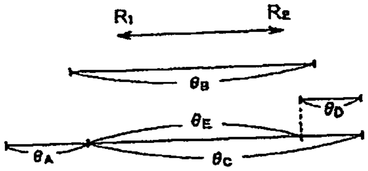
【符号の説明】

1	クラッチディスク組立体
2	入力回転体（第１回転体）
3	出力回転体（第２回転体）
4	第１ダンパー機構
5	第２ダンパー機構
6	分離フランジ
7	第１バネ（第２弾性部材）
8	第２バネ（第１弾性部材）
9	第１ストッパー
１０	第２ストッパー
１１	中間プレート
１２	第３ストッパー
１３	摩擦機構
１４	第４ストッパー
２１	クラッチプレート
２２	リテーニングプレート
３１	板状連結部

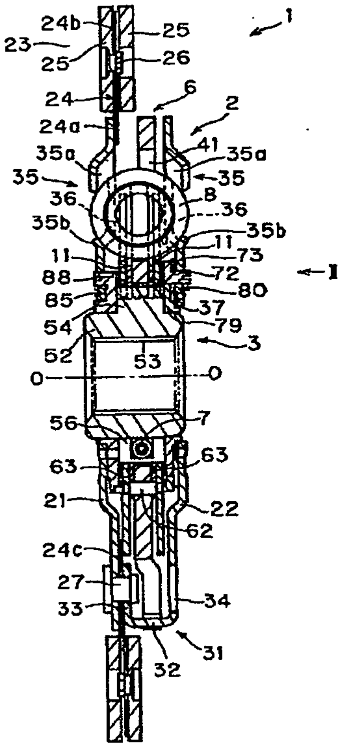
【図４】



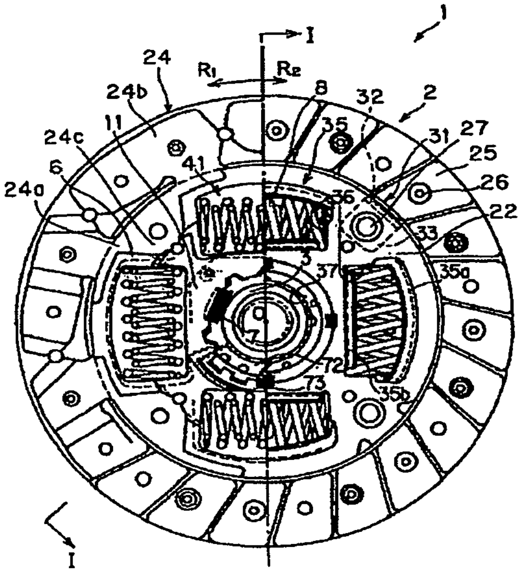
【図２０】



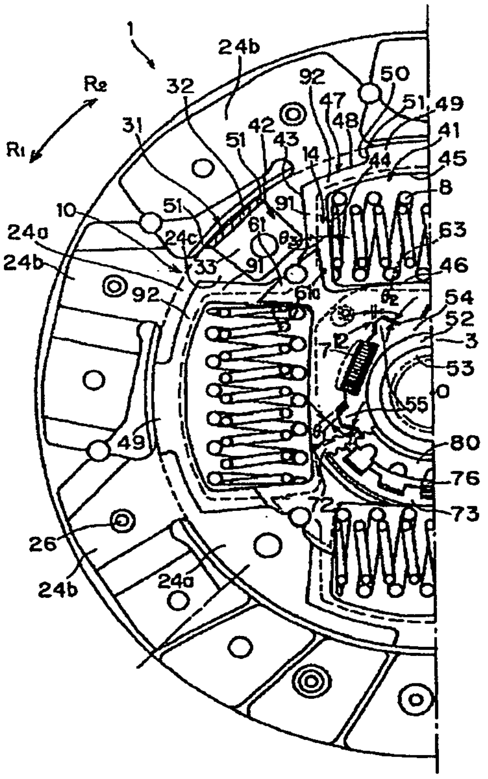
【図1】


I

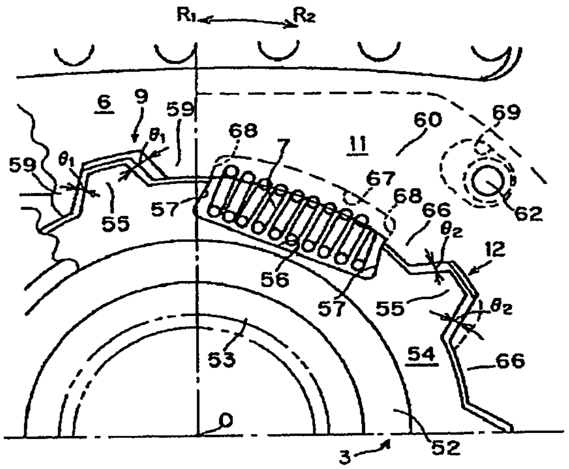
【図2】


I
R1
R2
I

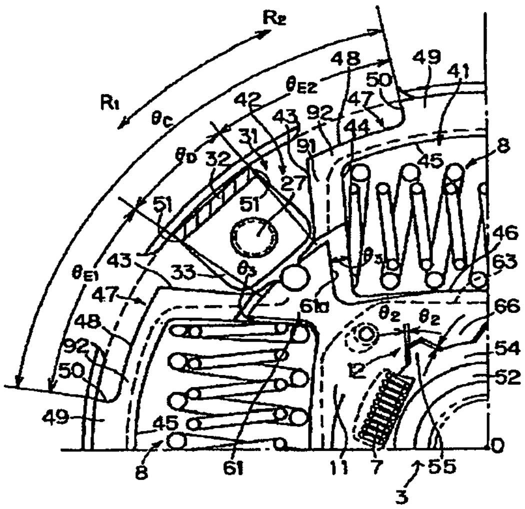
【図3】


R2
R1
θ3
θ2

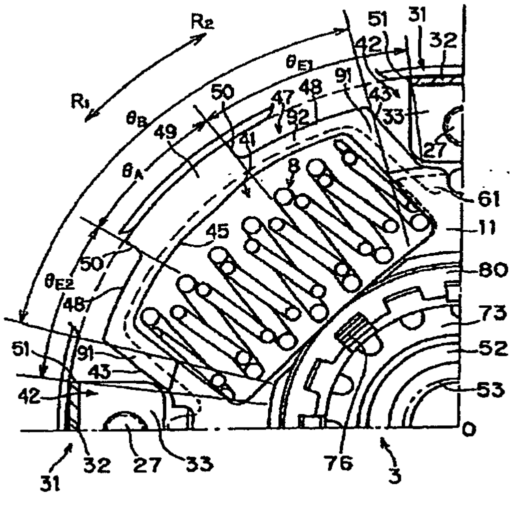
【図５】


R1
R2
θ1
θ1
θ2
θ2

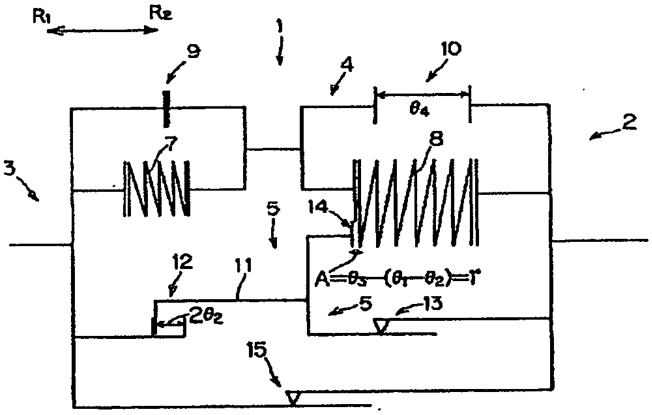
【図６】


R2
R1
θC
θE2
θD
θE1
θ3
θ3
θ2
θ2

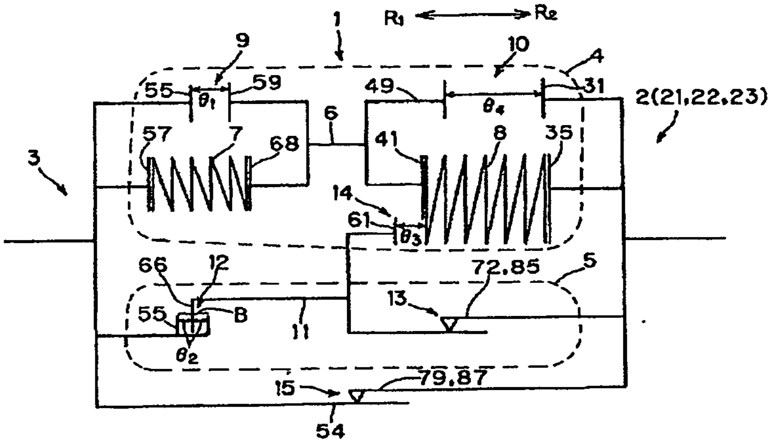
【図７】


R2
R1
θB
θE1
θA
θE2

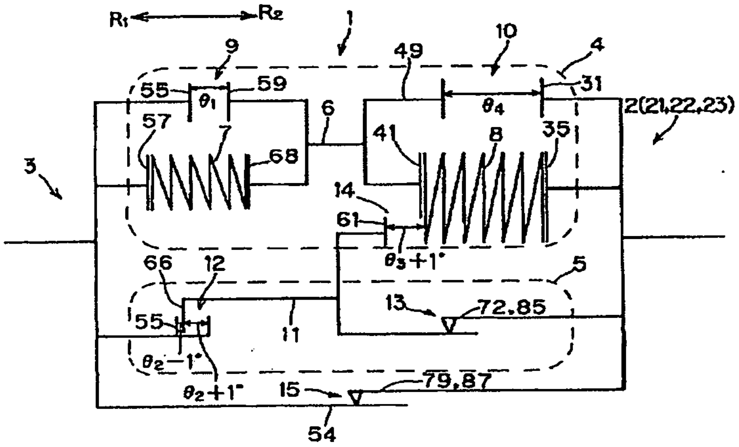
【図１２】


R1
R2
θ4
A=θ3−(θ1−θ2)=1°
2θ2

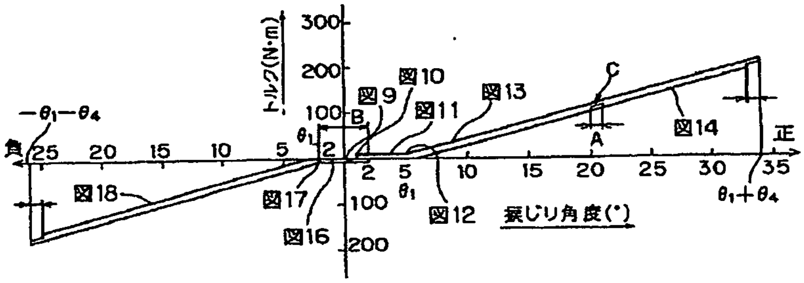
【図８】


R1 R2
1
9
10
4
55
θ1
59
49
θ4
31
2(21,22,23)
57
7
68
6
41
8
35
3
14
61
θ3
66
12
72,85
5
55
B
13
11
θ2
15
79,87
54

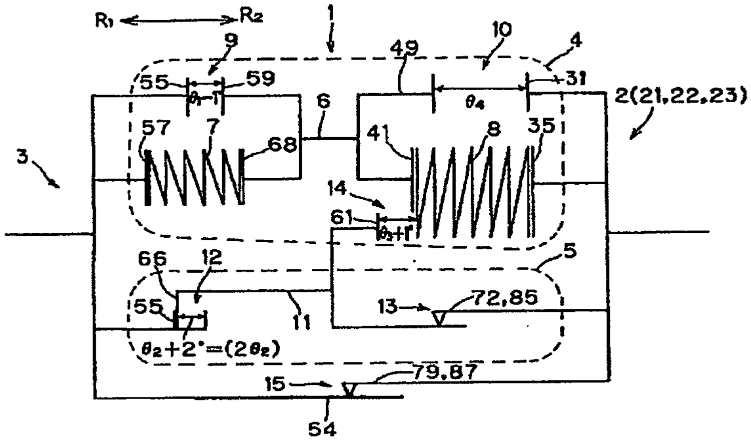
【図９】


R1 R2
1
9
10
49
4
55
θ1
59
θ4
31
2(21,22,23)
57
7
68
6
41
8
35
3
14
61
θ3+1°
66
12
5
55
13
72,85
11
θ2−1°
θ2+1°
15
79,87
54

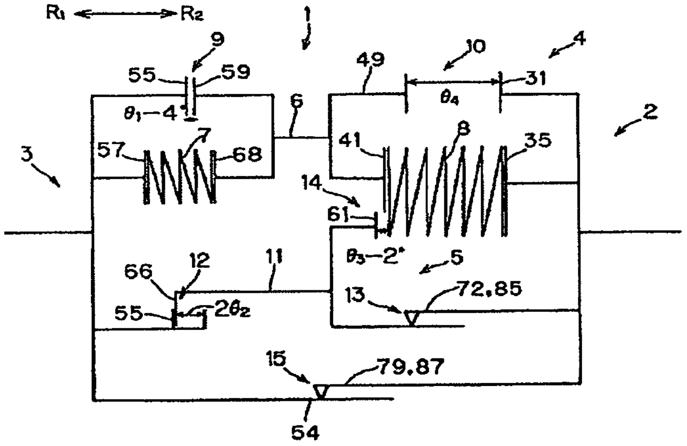
【図１９】


トルク(N・m)
300
200
100
100
200
−θ1−θ4
B
θ1
図9
図10
図11
図13
C
A
図14
負
25
20
15
10
5
2
2
5
10
15
20
25
30
35
正
θ1
θ1+θ4
図18
図17
図16
図12
捩じり角度(°)

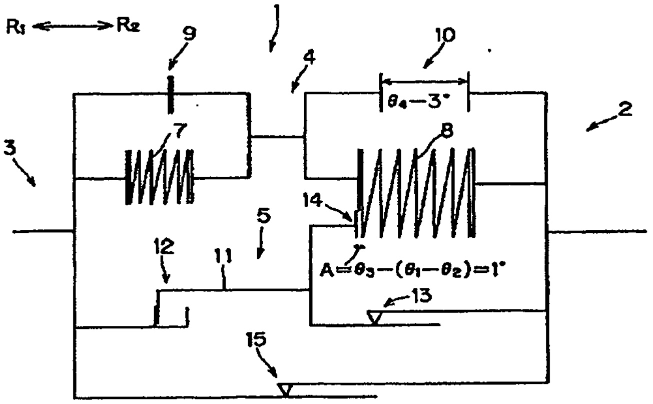
【図１０】


R_1 R_2
1
9
10
4
49
55
59
θ_1-1
31
θ_4
2(21,22,23)
6
57
7
68
41
8
35
3
14
61
$\theta_3+1°$
66
12
5
55
11
13
72,85
$\theta_2+2°=(2\theta_2)$
15
79,87
54

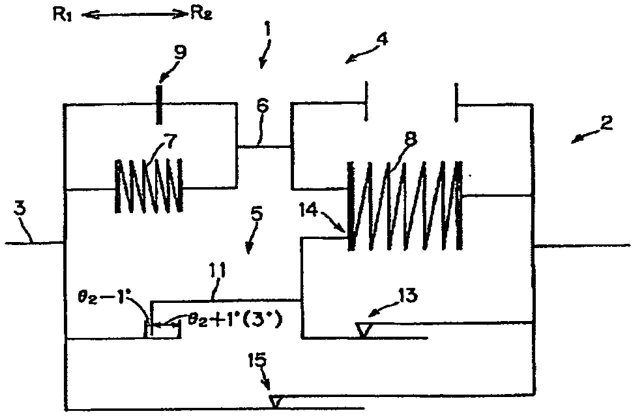
【図１１】


R_1 R_2
1
9
55
59
49
10
4
31
θ_4
$\theta_1-4°$
6
2
3
57
7
68
41
8
35
14
61
$\theta_3-2°$
5
66
12
11
13
72,85
55
$2\theta_2$
15
79,87
54

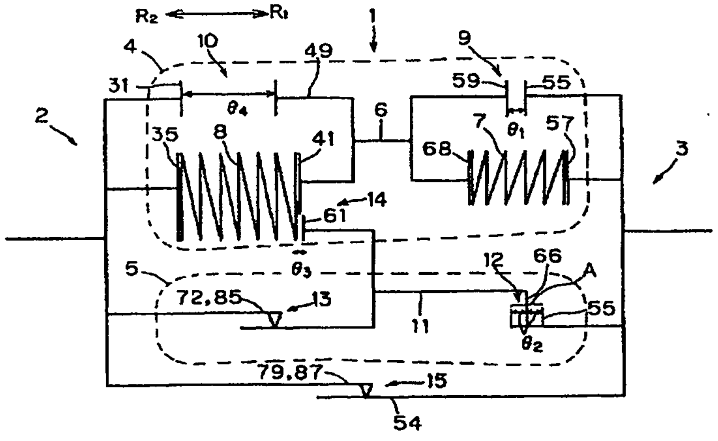
【図１３】


R1 ⟷ R2
θ4−3°
A=θ3−(θ1−θ2)=1°

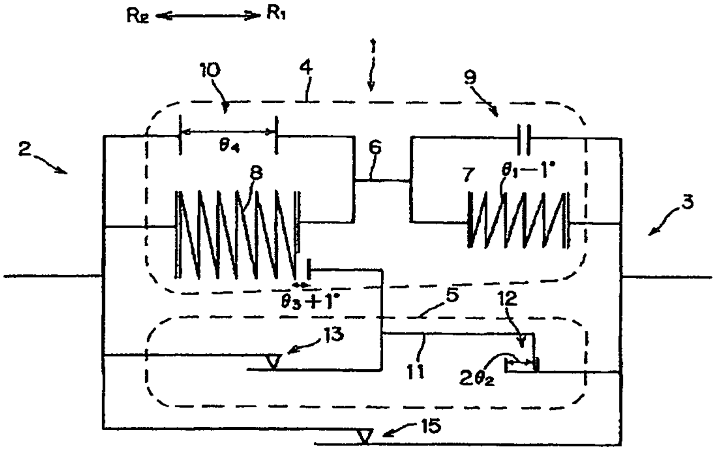
【図１４】


R1 ⟷ R2
θ2−1°
θ2+1°(3°)

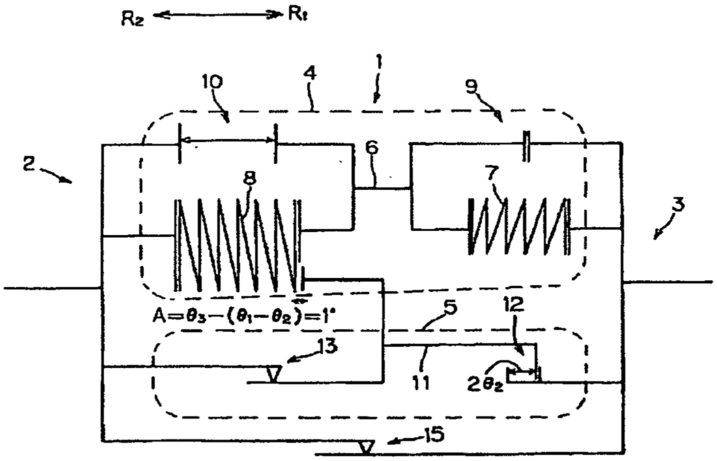
【図１５】


R2 ⟷ R1
1
4
10
49
9
31
59
55
θ4
6
2
35
8
41
68
7
θ1
57
3
14
61
θ3
5
12
66
A
72,85
13
11
55
θ2
79,87
15
54

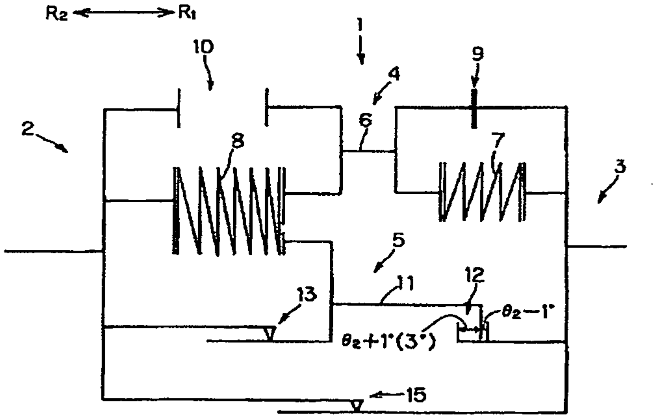
【図１６】


R_2
R_1
θ_4
$\theta_1-1°$
$\theta_3+1°$
$2\theta_2$

【図１７】


R_2
R_1
$A=\theta_3-(\theta_1-\theta_2)=1°$
$2\theta_2$

【図18】



This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning Operations and is not part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

☑ BLACK BORDERS

☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES

☑ FADED TEXT OR DRAWING

☑ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING

☐ SKEWED/SLANTED IMAGES

☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS

☐ GRAY SCALE DOCUMENTS

☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT

☑ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY

☐ OTHER: ______________________________

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.
As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.